

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Escola de Engenharia
Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica

Davi Severo Lopes

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO ENERGÉTICO DE UM
REFRIGERADOR A COMPRESSÃO DE VAPOR ASSISTIDO POR ENERGIA
SOLAR FOTOVOLTAICA PARA REGIÕES SEM ELETRIFICAÇÃO**

Belo Horizonte

2023

Davi Severo Lopes

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO ENERGÉTICO DE UM
REFRIGERADOR A COMPRESSÃO DE VAPOR ASSISTIDO POR ENERGIA
SOLAR FOTOVOLTAICA PARA REGIÕES SEM ELETRIFICAÇÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Raphael Nunes de Oliveira

Coorientador: Luiz Machado

Belo Horizonte

2023

L864a Lopes, Davi Severo.
Análise experimental do desempenho energético de um refrigerador a compressão de vapor assistido por energia solar fotovoltaica para regiões sem eletrificação [recurso eletrônico] / Davi Severo Lopes. - 2023. 1 recurso online (76 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Raphael Nunes de Oliveira.
Coorientador: Luiz Machado.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Anexos e apêndices: f. 65-76.

Bibliografia: f. 60-64.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Vacinas - Teses. 3. Refrigeradores - Teses. 4. COVID-19 (Doença) - Teses. 4. Painéis fotovoltaicos - Teses. 5. Geração de energia fotovoltaica - Teses. I. Oliveira, Raphael Nunes de. II. Machado, Luiz. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

ANÁLISE EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO ENERGÉTICO DE UM REFRIGERADOR A COMPRESSÃO DE VAPOR ASSISTIDO POR ENERGIA SOLAR FOTOVOLTAICA PARA REGIÕES SEM ELETRIFICAÇÃO

DAVI SEVERO LOPES

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores Dr. Raphael Nunes de Oliveira (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Luiz Machado (Coorientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Willian Moreira Duarte (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) e Dr. Fabiano Drumond Chaves (Departamento de Computação e Mecânica/CEFET), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Dissertação aprovada no dia 01 de março de 2024.



Documento assinado eletronicamente por **Raphael Nunes de Oliveira, Servidor(a)**, em 09/04/2024, às 12:28, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Luiz Machado, Professor do Magistério Superior**, em 09/04/2024, às 18:52, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Willian Moreira Duarte, Professor do Magistério Superior**, em 10/04/2024, às 17:33, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fabiano Drumond Chaves, Usuário Externo**, em 11/04/2024, às 15:29, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador 3073014 e o código CRC E0F368C4.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por sua graça que me auxilia.

A minha família, pelo apoio e incentivo de sempre.

Ao professor Luiz Machado, à frente do projeto. Presente, apoiador, incentivador e instruidor ao longo deste período.

Ao professor Willian Moreira, grande contribuidor para a montagem experimental e sempre prestativo.

Ao meu orientador Raphael Nunes, pelo empenho no auxílio da elaboração desta dissertação.

À Marina Costa, secretária do PPGMEC, sempre nos informando e buscando solucionar nossas demandas.

A todos os professores pelo conhecimento fornecido ao longo da pós graduação e aos colegas do PPGMEC e do GREa.

À FAPEMIG, CAPES e CNPq que fomentam a pesquisa no Brasil e foram fundamentais para o desenvolvimento desta pesquisa. Ao CEMTEC que fez a calibração dos termopares utilizados na pesquisa.

RESUMO

Nas regiões menos assistidas e sem eletrificação, ficou evidente, durante a pandemia da Covid-19, a ausência de sistemas de refrigeração para armazenamento de vacinas, medicamentos e alimentos. Para suprir esta demanda, uma alternativa, alinhada às prerrogativas sustentáveis, seria a utilização de um sistema formado por refrigerador convencional a compressão de vapor operado por painéis fotovoltaicos (PV-VCRS). O objetivo deste trabalho foi a determinação experimental do coeficiente de desempenho (COP) de um refrigerador comercial com volume de 79 L associado a um painel fotovoltaico com potência de 320 W e eficiência de 19%. Além desses componentes, a bancada experimental possui um controlador de carga MPPT, um inversor AC-DC com eficiência de 88% e duas baterias elétricas com cargas unitárias de 45 Ah. Para obter o COP do refrigerador, um resistor elétrico foi colocado no compartimento interno. O resistor foi alimentado com corrente elétrica por uma fonte de tensão variável, que forneceu uma potência dissipada de 30 W a 70 W. Além dessa taxa de geração de calor interno, obteve-se o aporte de energia do ambiente para o interior do refrigerador com a ajuda de equações e correlações de transferência de calor, para convecção natural, radiação e condução térmica. Essas correlações e o correspondente balanço de energia foi subsidiado com valores de temperatura obtidos por termopares tipo K calibrados instalados no interior do refrigerador. Um sistema de aquisição de dados foi utilizado para registrar as temperaturas internas, do ambiente e o consumo de energia do compressor. Os resultados dos testes experimentais revelaram que a capacidade de refrigeração do sistema variou de 73,6 W a 136 W, para os quais os correspondentes valores de COP associados ao ciclo de refrigeração variaram de 1,08 a 1,52, enquanto os valores do COP global variaram de 0,182 a 0,257. Assim, o desempenho energético avaliado pelo COP ficou dentro da margem encontrada na literatura para refrigeradores comuns. Desta forma, confirma-se o PV-VCRS como capaz de suprir a demanda apresentada, especialmente em regiões em que há boa incidência solar.

Palavras-chave: Refrigerador; COP; Painel Fotovoltaico; Vacinas; Covid-19.

ABSTRACT

In the least assisted regions and without electrification, it became evident, during the Covid-19 pandemic, the absence of refrigeration systems for storing vaccines, medicines and food. To meet these demands, an alternative, in line with sustainable prerogatives, would be the use of a system consisting of a conventional vapor compression refrigerator operated by photovoltaic panels (PV-VCRS). The objective of this work was the experimental determination of the global coefficient of performance (COP) of a commercial refrigerator with a volume of 79 L associated with a photovoltaic panel with a power of 320 W and an efficiency of 19%. In addition to these components, the experimental bench had an MPPT charge controller, an AC-DC inverter with an efficiency of 88% and two electric batteries with unit loads of 45 Ah. To obtain the COP of the refrigerator, an electrical resistor was placed in the internal compartment. The resistor was supplied with electrical current by a variable voltage source, which provided a dissipated power of 30 W to 70 W. In addition to this internal heat generation rate, the energy input from the environment to the interior of the refrigerator was obtained with the help of heat transfer equations and correlations, for natural convection, radiation and thermal conduction. These correlations and the corresponding energy balance were supported with temperature values obtained by calibrated K-type thermocouples installed inside the refrigerator. A data acquisition system was used to record internal and ambient temperatures and compressor energy consumption. The results of the experimental tests revealed that the refrigeration capacity of the machine varied from 73.6 W to 136 W, for which the corresponding COP values associated with the refrigeration cycle varied from 1.08 to 1.52, while the values of the Overall COP ranged from 0.182 to 0.257. Thus, the energy performance, assessed by COP, was within the range found in the literature for common refrigerators. Therefore, through this investigation, PV-VCRS is confirmed as capable of meeting the demand presented, as long as there is good availability of solar radiation.

Keywords: Refrigerator; COP; Photovoltaic panel; Vaccines; Covid-19.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Taxonomia das tecnologias de refrigeração.....	18
Figura 2 - Número de unidades por categorias de refrigeração em operação no mundo	19
Figura 3 - Principais aplicações para a refrigeração solar	20
Figura 4 - Componentes de um ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor .	21
Figura 5 - Custo futuro do sistema de refrigeração solar fotovoltaica	27
Figura 6 - Modelo básico do PV-VCRS	32
Figura 7 - Sistema antes da instalação elétrica e instrumental	33
Figura 8 - Vista frontal e lateral da bancada de refrigeração.	33
Figura 9 - Dimensões internas do refrigerador (em cm).....	34
Figura 10 - Posição dos termopares	35
Figura 11 - Layout do monitoramento dos dados pelo sistema de aquisição de dados utilizado nos experimentos	36
Figura 12 - Balanço de energia no interior do refrigerador	37
Figura 13 - Modelo matemático para a convecção	38
Figura 14 - Modelo matemático para os fatores de forma.....	41
Figura 15 - Expressões do fator de forma para geometrias comuns de tamanho finito ...	42
Figura 16 - Fatores de abrangência no certificado de calibração	44
Figura 17 - Graus de liberdade no certificado de calibração.....	45
Figura 18 - Função “Tabela de propagação de incerteza” para inserir as incertezas nos parâmetros	45
Figura 19 - Medidas x Erros registrados no certificado de calibração para um dos termopares e a função linear que relaciona essas duas grandezas obtida pelo Excel	46
Figura 20 - Isotermas no interior de uma cavidade retangular aquecida nas laterais e resfriada na parte superior, para uma relação entre largura e altura (A) de 0,66 e 2.	49
Figura 21 - Percentual das taxas de transferência de calor por modo	52
Figura 22 - Incerteza para a taxa de convecção na parede esquerda a 70W do resistor	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação de tecnologias de painéis fotovoltaicos	23
Tabela 2 - Temperaturas de armazenamento de vacinas	29
Tabela 3 - Componentes da bancada de refrigeração.....	34
Tabela 4 - Medições para as temperaturas de termopar no interior do refrigerador ..	47
Tabela 5 - Temperaturas internas e ambiente	48
Tabela 6 - Valores de T_h para o modelo de convecção	49
Tabela 7 - Incertezas expandidas associadas às temperaturas	50
Tabela 8 - Transferência de calor interna para cada região e modo de transferência	51
Tabela 9 - Transferência de calor interna e percentual para cada região e modo de transferência	52
Tabela 10 - Fatores de forma	53
Tabela 11 - Capacidade de refrigeração, potência do compressor, COP do refrigerador e COP geral.....	54
Tabela 12 - COP para refrigeradores domésticos a compressão de vapor	55
Tabela 13 - COP _{solar} na literatura.....	55

NOMENCLATURA

Letras Latinas

A	Razão entre largura interna (L) e altura interna (H) (adimensional)
COP	Coeficiente de desempenho (adimensional)
Erro	Erro da medição de temperatura (°C)
F	Fator de forma (adimensional)
G	Irradiância solar (W/m ²)
H	Altura interna (m)
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m ² .°C)
k	Fator de abrangência (adimensional)
k _{ar}	Condutividade térmica do ar (W/m.°C)
L	Largura interna (m)
n	Número de medições
Nu	Número de Nusselt (adimensional)
Pr	Número de Prandtl (adimensional)
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor (W)
$\dot{Q}_{\text{evap}}$	Capacidade de refrigeração (W)
Ra	Número de Rayleigh (adimensional)
s	Desvio padrão das medições de temperatura (°C)
S	Área (m ²)
Stu	Coeficiente de student
T	Temperatura (°C)
u	Incerteza padrão (°C)
U	Incerteza expandida (°C)

$\dot{W}$ Potência do compressor (W)

Letras gregas

α Desvio padrão para correlação de Nusselt (adimensional)

γ Números de grau de liberdade (adimensional)

ε Emissividade (adimensional)

η Eficiência (%)

σ Constante de Stefan-Boltzmann ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}^4$)

ϕ Erro relativo máximo (adimensional)

Subscritos

1 Parede direita

2 Centro (ar)

3 Parede esquerda

4 Piso

5 Parede traseira

6 Evaporador

7 Porta

8 Teto

9 Ambiente

ar Ar

cal Calibração

e Evaporador

ef	Efetivo
comb	Combinada
comp	Compressor
cond	Condução
conv,i	Convecção para região específica
conv,5b	Parcela de convecção para parede traseira
m	Média
nu	Nusselt
i	Região/superfície específica
inv	Inversor
lado	Paredes laterais, traseira e porta
piso	Piso
pv	Painel fotovoltaico
rad	Radiação
ref	Refrigerador
rep	Repetibilidade
res	Resistor
solar	Solar/global
95%	95% de confiança
ei	Evaporador - superfície específica

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Objetivo.....	14
1.2	Objetivos específicos	14
1.3	Estrutura da dissertação	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
2.1	Energia e Sustentabilidade	16
2.2	Refrigeração	17
2.3	Refrigeração solar.....	19
2.4	Refrigeração por compressão de vapor solar fotovoltaica	20
2.4.1	Refrigeração por compressão de vapor	20
2.4.2	Coeficiente de desempenho	21
2.4.3	Dados	21
2.4.4	Sistemas de refrigeração por compressão de vapor solar fotovoltaica (PV-VCRSs)	22
2.4.5	Armazenamento de energia nos PV-VCRSs	23
2.4.6	Aumento de eficiência dos PV-VCRSs	25
2.4.7	Estudos, aplicações e dados experimentais.....	26
2.4.8	Sistemas híbridos	27
2.4.9	Refrigeração fotovoltaica e vacinas.....	28
2.5	Considerações	30
3	METODOLOGIA	32
3.1	Configuração experimental	32
3.1.1	PV-VCRS.....	32
3.2	Procedimento experimental	35
3.3	Formulação Matemática	36
3.3.1	Balanco interno de energia.....	36
3.3.2	Calor por Convecção.....	37
3.3.3	Calor por Condução	39
3.3.4	Calor por Radiação	40
3.3.5	COP solar.....	42
3.3.6	Avaliação dos Erros e incertezas	43
3.3.7	Temperaturas	43

3.3.8 Nusselt	47
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	48
4.1 Temperaturas	48
4.2 Calor	50
4.3 Coeficiente de Desempenho (COP).....	54
5 CONCLUSÃO	57
ANEXO A - Certificados de calibração	60
APÊNDICE A - Funções Erro x Medida baseadas nos certificados.....	65
APÊNDICE B - Planilha de resultados no Excel.....	66
APÊNDICE C - Planilha de incertezas no Excel.....	66
APÊNDICE E - Equacionamentos EES.....	67

1 INTRODUÇÃO

Em algumas regiões, há uma demanda por meios de conservação, em baixas temperaturas, de vacinas, medicamentos e insumos. Esta demanda ficou mais evidenciada durante a recente pandemia da Covid-19. A cobertura vacinal como um todo fica consideravelmente afetada quando há uma necessidade extraordinária de vacinação para alguma doença específica, como na pandemia. As regiões menos assistidas e desenvolvidas são as que são mais atingidas. No Norte e Nordeste do Brasil, principalmente, verificou-se uma perda de cobertura vacinal para poliomielite significativa. Os estados e regiões menos desenvolvidos tiveram as maiores quedas (DONALISIO *et al.*, 2023). Quando não é indisponibilidade de rede elétrica, a instabilidade da rede é que se torna o problema. Uma análise de dados de fichas de notificação de alteração de temperatura do noroeste de São Paulo, no Brasil, do grupo de vigilância epidemiológica de São José do Rio Preto, mostrou que 70,1 % das 341 notificações entre 2010 e 2017 foram por motivos estruturais, como falta de energia elétrica e problemas de instalação elétrica (PATINE *et al.*, 2021).

Sistemas formados por refrigeradores por absorção operados com coletor solar ou refrigeradores a compressão de vapor operados por painéis fotovoltaicos são opções que podem ser utilizados para suprir esta necessidade de armazenamento de vacinas nestas regiões. Os sistemas de refrigeração por absorção assemelham-se bastante a refrigeração por compressão de vapor, a diferença é que o compressor é substituído por uma bomba e demais componentes complementares. O fluido refrigerante, ao sair do evaporador, é direcionado ao absorvedor onde se liquefaz, depois é direcionado a uma bomba ao invés de ir para um compressor. Comparando-se os dois sistemas, na refrigeração por absorção há uma grande vantagem pois o fluido de trabalho é bombeado na forma líquida ao invés de vapor. O trabalho para este bombeamento é significativamente menor, uma vez que é proporcional ao volume específico do fluido em escoamento. Por outro lado, em certo ponto do sistema, a mistura de refrigerante e absorvedor precisa de calor para a continuidade do ciclo, este deve ser fornecido por fonte externa. Assim, esses sistemas são especialmente viáveis e interessantes economicamente quando se tem uma fonte de energia térmica acessível (ÇENGEL, YUNUS A., 2013).

Neste trabalho, optou-se pela avaliação de um refrigerador a compressão de vapor. Na maioria dos refrigeradores domésticos, utiliza-se estes sistemas, assim

como em muitos sistemas de refrigeração industrial e comercial de grande porte. Atualmente, comparado com outros métodos de refrigeração, o sistema de refrigeração por compressão de vapor é bem conhecido por seu baixo custo, alta eficiência e capacidade de miniaturização (HU *et al.*, 2020). A energia elétrica necessária aos refrigeradores pode ser fornecida por painéis fotovoltaicos, que vieram ao encontro das premissas do desenvolvimento sustentável. Segundo Wang apud Hu T (HU *et al.*, 2020), eles têm sido grandemente utilizados e desenvolvidos devido suas características vantajosas em que o principal ponto é que a energia solar é fonte inesgotável de energia, sem gerar poluição. Também se tornou mais acessível na última década, com o preço do kWh diminuindo para menos de US\$ 0,05 em 2016 (China), conforme aponta Jordehi apud Hu T (HU *et al.*, 2020), e devido ao avanço da tecnologia e economias de escala. Além disso, os sistemas são simples, compactos, apresentam alta relação potência-peso e têm necessidade de pequena mão de obra qualificada (MODI *et al.*, 2009).

1.1 Objetivo

O principal objetivo deste trabalho é avaliar o desempenho energético, por meio do coeficiente de desempenho (COP) global, de um sistema de refrigeração operado por energia solar fotovoltaica.

1.2 Objetivos específicos

- I) Levantamento de banco de dados com parâmetros e características de funcionamento do sistema de refrigeração;
- II) Determinação de formulação matemática envolvendo balanço energético e correlações de transferência de calor aplicáveis;
- III) Implementação de rotina de cálculos no Engineering Equation Solver (EES)

1.3 Estrutura da dissertação

Além desta Introdução (Capítulo 1), este trabalho é apresentado conforme os seguintes outros capítulos:

2. Revisão bibliográfica: Apresentação sobre energia e sustentabilidade e um levantamento de pesquisas, dados e informações pertinentes acerca da área de refrigeração, em especial a refrigeração solar fotovoltaica por compressão de vapor.

3. Metodologia: Apresentação do sistema de refrigeração solar fotovoltaica e seus componentes e dados de dimensionamento e construção segundo o necessário para o alcance dos objetivos. Apresentação e descrição dos procedimentos experimentais, ferramentas e instrumentos usados nas medições. Apresentação da fundamentação teórica para os cálculos a serem feitos.

4. Resultados e discussões: Exposição e análise dos resultados obtidos por meio desta investigação. Comparação com resultados alcançados por outros pesquisadores em sistemas semelhantes.

5. Conclusão: Reapresentação resumida do apresentado neste trabalho fazendo-se o acréscimo dos resultados obtidos, análises e contribuições para área de pesquisa.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão da literatura referente a temas relacionados a refrigeração por compressão de vapor solar fotovoltaica. Inicia-se pela questão ambiental e após é apresentada a refrigeração, área onde está inserido o tema deste trabalho. São apresentadas informações relevantes, tipos e princípios de funcionamento, com destaque para a refrigeração solar. Assim, é introduzido o tópico principal, a refrigeração por compressão solar fotovoltaica, onde são apresentadas com maior aprofundamento informações, dados de pesquisas recentes e aplicações. Por fim são feitas as considerações acerca do que foi abordado neste tópico.

2.1 Energia e Sustentabilidade

O desenvolvimento sustentável (DS) foi um dos enfoques desenvolvimentistas do século XX. Refere-se a uma visão que busca integrar a pauta desenvolvimentista à ambientalista, onde unem-se: crescimento econômico, equidade social e harmonia ambiental. Segundo o levantamento de Calegare, as ideias precursoras do DS teriam surgido nos EUA, no final do século XIX com as proposições de Gifford Pinchot, e a expressão teria sido publicada pela primeira vez em Estocolmo em Simpósio das Nações Unidas em 1979. Levou certo tempo para se dar a atenção devida a esta abordagem (CALEGARE; JUNIOR, 2011). No entanto, hoje em dia é algo que tem se tornado indispensável, conforme a consciência sobre o desenvolvimento sustentável tem se expandido e consolidado. Assim, buscam-se novos meios, ecologicamente corretos, para se fornecer produtos e serviços necessários ao desenvolvimento da sociedade.

Planos, medidas e regulamentações, em nível global, encaminham a economia, a engenharia, a pesquisa e outros setores em direção à práticas mais ecológicas. Particularmente no setor energético, um dos itens que a Organização das Nações Unidas (ONU) incluiu entre os Objetivos para o Desenvolvimento Sustentável (ODS), foi garantir o acesso à energia confiável, sustentável e moderna para todos. Dentre os subitens deste objetivo destaca-se que o mesmo deve ser alcançado pela promoção de investimentos em tecnologias de energia limpa, entre outros (UNITED NATIONS, 2023a). Todos os países membros da ONU adotaram os ODS em 2015, como parte

da agenda 2030 para o desenvolvimento sustentável, que estabeleceu um plano de 15 anos para alcançar os objetivos. Em setembro de 2019, 65 países e grandes economias subnacionais, em reunião da Cúpula de Ação Climática, comprometeram-se a reduzir as emissões líquidas de gases de efeito estufa para zero enquanto que 70 países anunciaram que aumentariam seus planos e ações até 2020 (UNITED NATIONS, 2023b).

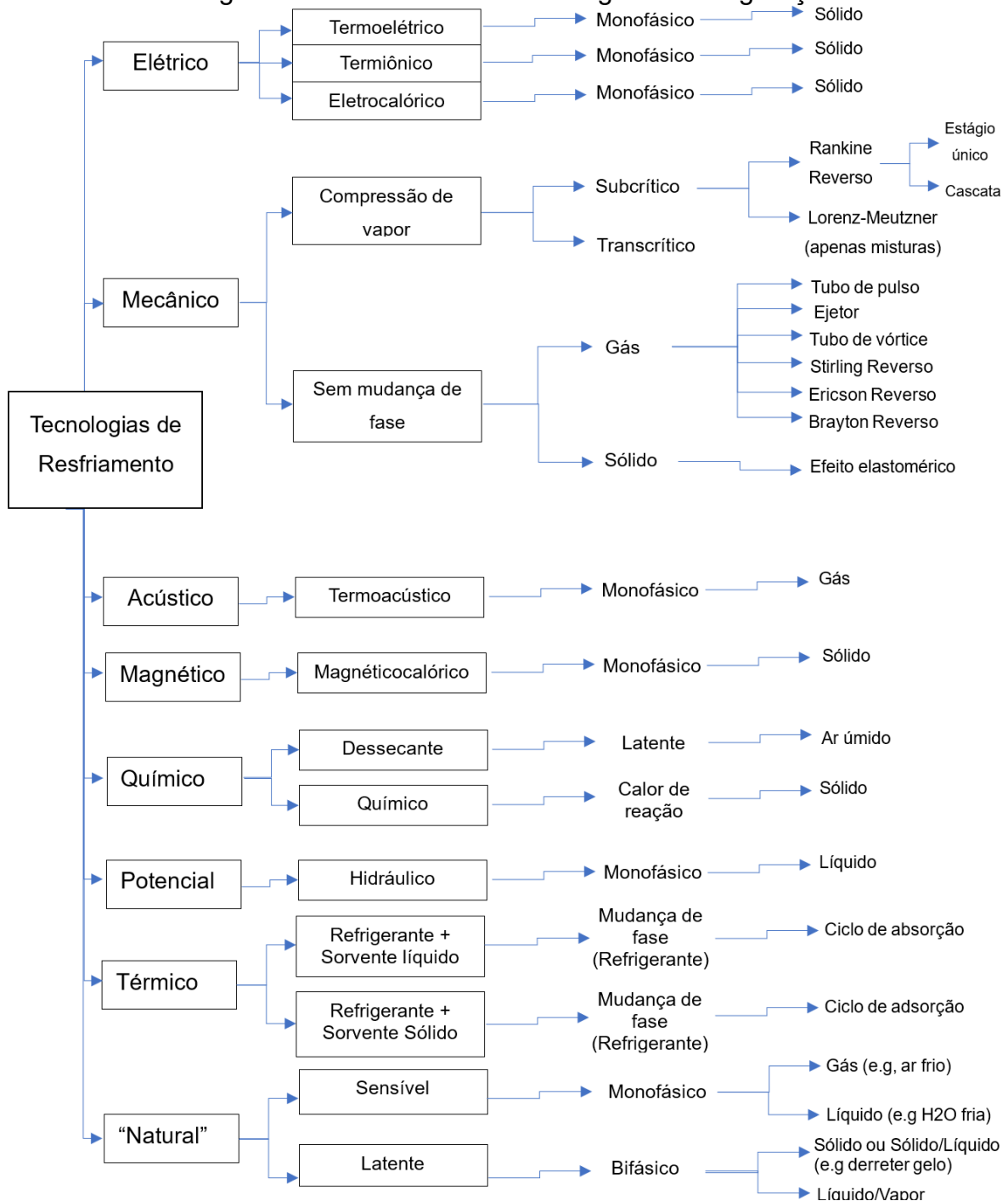
A refrigeração é uma área em que se concentram pesquisas para melhoria de eficiência e desenvolvimento de formas de operação sustentáveis. Do consumo total de energia no mundo, 30% é consumido pelos sistemas de refrigeração e ar condicionado (ALAHMER; AJIB, 2020). Assim, buscam-se tecnologias capazes de proporcionar a refrigeração e o condicionamento de ar ambiente sem prejudicar o meio ambiente. Os tipos de fonte de energia e os fluidos refrigerantes têm sido os principais objetos de estudo das pesquisas nos últimos anos.

2.2 Refrigeração

Um sistema capaz de refrigerar um ambiente qualquer, por meio da retirada de calor do mesmo para outro ambiente externo de maior temperatura, é chamado de sistema de refrigeração. Existem alguns mecanismos diferentes pelos quais esse processo pode ser feito, mas sempre é necessário o fornecimento de energia para que os refrigeradores exerçam esta transferência de calor.

O mecanismo mais comumente utilizado ao longo dos anos é a refrigeração por compressão de vapor. O trabalho de Brown e Domanski (2014) apresentou um estudo de Fischer et al. (1994) com uma classificação para 10 tecnologias alternativas a esta passíveis de desenvolvimento e aplicação. Foram ordenadas conforme a fonte primária de energia, após, subdivididas pelo princípio básico de funcionamento e depois ainda pelo refrigerante. Ficando estruturadas conforme a Figura 1.

Figura 1 - Taxonomia das tecnologias de refrigeração



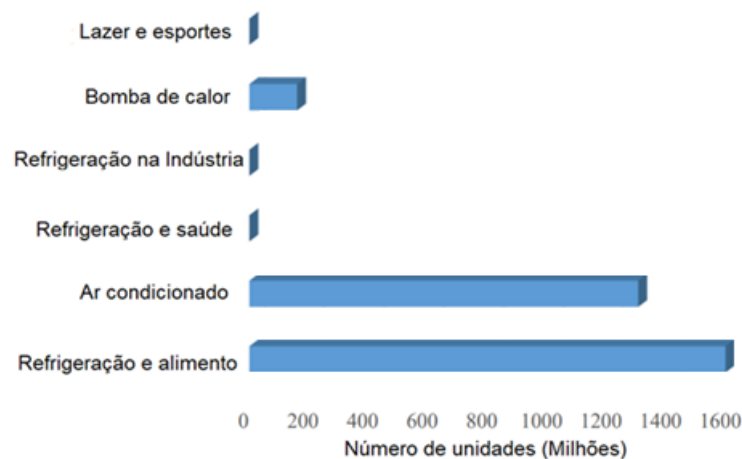
Fonte: Adaptado de Fischer et al. (1994, apud Brown e Domanski, 2014).

O trabalho, apontou seis dessas tecnologias com maior potencial de desempenho e, logo, com maior potencial de mercado: Refrigeração por sorção, dessecante, magnético, termoacústico, termoelétrico e ciclo transcrítico de dióxido de carbono (CO₂). Atualmente, dentre estas alternativas, encontra-se em maior desenvolvimento os sistemas que usam absorção como princípio para a refrigeração. Uma pesquisa por “sistemas de refrigeração” ou “ciclos de refrigeração” exhibe uma grande incidência

de resultados nesta área. Estes sistemas são também apresentados nos livros de referência. Há também pesquisas sobre os sistemas por adsorção e outros. Alguns destes citados podem ser operados por energia solar, que é limpa e inesgotável, por este motivo, tiveram maior atenção das pesquisas e mercado.

O Instituto internacional de refrigeração (IIR) divide as aplicações em categorias conforme o uso final, apresentadas na Figura 2 juntamente com o número de unidades em operação no mundo.

Figura 2 - Número de unidades por categorias de refrigeração em operação no mundo



Fonte: Adaptado de IIR et al. (2015).

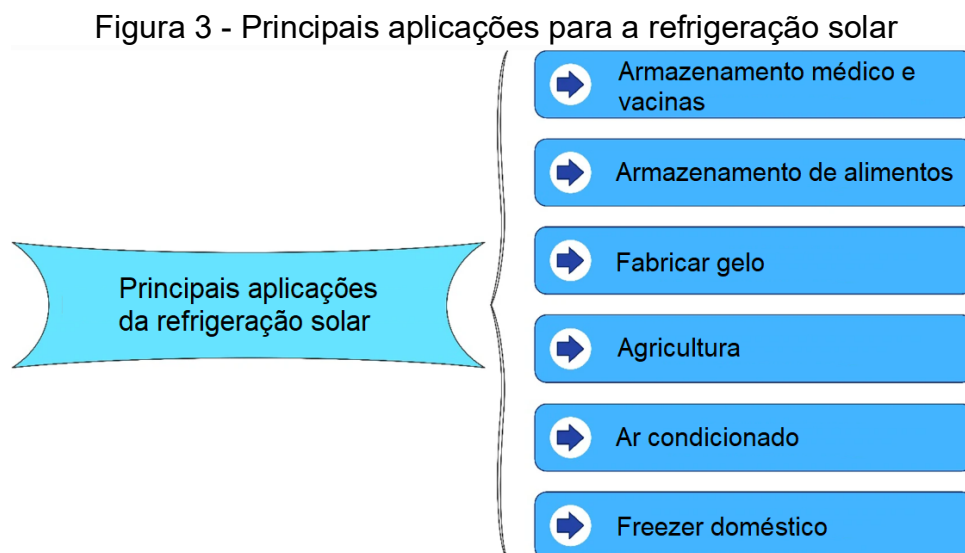
2.3 Refrigeração solar

A energia solar é a fonte de energia renovável mais utilizada no século XXI, com uma produção global a partir de painéis fotovoltaicos (PV) de mais de 627 GW em 2019 (JEGUIRIM, 2021). Estudos tem sido realizados sobre tecnologias de resfriamento ativados termicamente (DENG; WANG; HAN, 2011), investigando a diversificação, miniaturização e integração de equipamentos de refrigeração (HU; YUE, 2021).

Em Paris foi produzido o primeiro chiller solar de resfriamento em 1878. Um século depois, desenvolveram-se os primeiros sistemas comerciais de ar condicionados nos EUA e Europa. Atualmente os sistemas de refrigeração solar tem se difundido rapidamente por sua redução nos impactos ambientais e melhoria e acessibilidade aos equipamentos. O preço médio dos painéis fotovoltaicos tem diminuído consideravelmente e foi estimado em 0,26 US\$/W em 2022 (OUR WORLD IN DATA,

2022), e o custo médio global da eletricidade proveniente da energia solar fotovoltaica chegou a US\$ 0,049/kWh (IRENA, 2022). A refrigeração solar é vantajosa também devido ao fato de que sua demanda é maior durante os horários em que a disponibilidade de radiação solar também é maior (SALILIH; BIRHANE, 2019).

Os sistemas são usualmente classificados em duas categorias: operados por painéis solares fotovoltaicos, que fornecem energia elétrica para o funcionamento dos refrigeradores a compressão de vapor (JEGUIRIM, 2021) ou refrigeradores termoelétricos (SALILIH; BIRHANE, 2019), e os sistemas de refrigeração solar térmica como por adsorção, absorção, dessecante e por vapor ejetor (JEGUIRIM, 2021). A Figura 3 mostra as principais aplicações para a refrigeração solar.



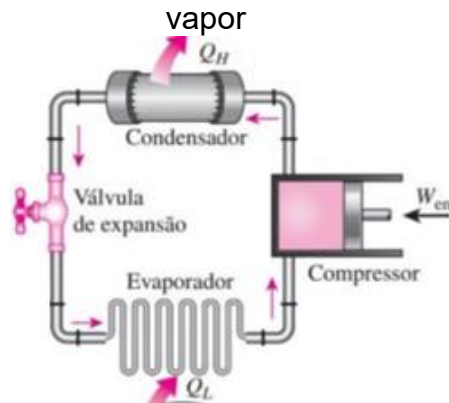
Fonte: Adaptado de Alsagri (2022).

2.4 Refrigeração por compressão de vapor solar fotovoltaica

2.4.1 Refrigeração por compressão de vapor

Nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, o fluido refrigerante é impelido por um compressor a circular continuamente pelos componentes do sistema. Durante este processo, o fluido realiza um ciclo termodinâmico sendo capaz de receber calor de uma fonte fria e rejeitá-lo para uma fonte quente. Os componentes básicos e o ciclo termodinâmico de refrigeração são apresentados na Figura 4.

Figura 4 - Componentes de um ciclo básico de refrigeração por compressão de vapor



Fonte: Çengel e Yunus A. (2013).

Como se vê na figura acima, os componentes básicos de um sistema de refrigeração por compressão de vapor são: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. O compressor é o responsável por fazer com que o fluido refrigerante circule continuamente pelo sistema, retirando calor do ambiente refrigerado para rejeitá-lo em outro ambiente externo.

2.4.2 Coeficiente de desempenho

Uma forma de avaliar o desempenho energético dos refrigeradores é por meio do Coeficiente de Desempenho (COP). Este parâmetro é a razão entre a capacidade de refrigeração ($\dot{Q}_{evap}$), e a potência no compressor ($\dot{W}_c$), que é a energia necessária para fazer o sistema funcionar. Neste trabalho, este parâmetro será especificado por COP_{ref} e pode ser expresso pela Equação 1.

$$COP_{ref} = \dot{Q}_{evap} / \dot{W}_c \quad (1)$$

2.4.3 Dados

Cerca de 15% da energia elétrica produzida no mundo é utilizada para suprir sistemas de refrigeração (JEGUIRIM, 2021). Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são os mais amplamente utilizados, com 80% de participação de mercado (SHE *et al.*, 2018). Esse alcance foi obtido por seu baixo custo inicial, alta eficiência e bom histórico de segurança pessoal (STEVEN BROWN; DOMANSKI,

2014). É importante, portanto, devido ao seu grande uso, a busca de melhorias na eficiência destes sistemas e de formas de operação sustentáveis. Assim, tornam-se relevantes pesquisas que se desenvolvem em tecnologias como: Resfriamento radiativo, armazenamento de energia fria, descongelamento e congelamento, controle independente e temperatura e umidade, subresfriamento de refrigerante e recuperação de calor de condensação (SHE *et al.*, 2018).

Os refrigeradores a compressão de vapor são responsáveis por 7,8% do total das emissões globais de gases de efeito estufa, em que 63% delas são provenientes de emissões indiretas, provenientes da energia que movimenta os equipamentos. Apenas quando o fluido refrigerante dos sistemas de refrigeração é liberado para atmosfera por meio de vazamentos ou má manutenção e descartes, o ODP ou GWP do refrigerante afeta o meio ambiente. Assim, com práticas adequadas de manutenção e uso, os impactos indiretos são os grandes responsáveis pelas emissões nos sistemas de refrigeração (MCLINDEN; SEETON; PEARSON, 2020). Substituindo-se, portanto, a forma e fonte de energia, obtêm-se uma redução significativa dos impactos destes sistemas. Assim, uma alternativa que tem sido grandemente desenvolvida e aplicada é o fornecimento da energia elétrica pelos painéis fotovoltaicos.

2.4.4 Sistemas de refrigeração por compressão de vapor solar fotovoltaica (PV-VCRSs)

As células fotovoltaicas são dispositivos eletrônicos que convertem a luz solar diretamente em eletricidade (MUGHAL; SOOD; JARIAL, 2018), elas formam os painéis fotovoltaicos (PVs). O tipo mais comum de painéis são os de silício monocristalino, por serem os mais eficientes com cerca de 15% de conversão da energia solar em eletricidade. O processo de fabricação destes painéis não é simples levando a um custo maior que outras tecnologias. Na Tabela 1 é apresentado uma comparação entre tecnologias solares fotovoltaicas (MUGHAL; SOOD; JARIAL, 2018).

Tabela 1 - Comparação de tecnologias de painéis fotovoltaicos

Nº	Propriedade	Monocristalino	Policristalino	Filme Fino ¹
1	Eficiência	Alta	Média (13-15%)	Baixa
2	Custo	Alta	Médio	Baixa
3	Área ocupada por kW	Baixa	Média	Alta
4	Desempenho a alta temperatura	Ruim	Ruim	Melhor
5	Geração em luz difusa	Média	Média	Melhor

¹ Amorfo cristalino

Fonte: Mughal et al. (2018).

A energia elétrica, utilizada para operar os sistemas de refrigeração por compressão de vapor, pode ser fornecida pelos PVs formando os sistemas de refrigeração por compressão de vapor solar fotovoltaica (PV-VCRSs). Este método de operação tem sido grandemente aplicado atualmente devido às diversas características favoráveis ao seu desenvolvimento e pesquisas, principalmente a sustentabilidade, disponibilidade ilimitada de energia (solar) e eficiência.

O trabalho de Rajoria et al. (2018) evidencia o fato de que no início da operação dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, a potência consumida é maior, tanto na partida como nos primeiros segundos/minutos. Assim, os PVs devem ser dimensionados para suportar a carga inicial.

2.4.5 Armazenamento de energia nos PV-VCRSs

Um banco de baterias costuma ser usado para armazenar a energia elétrica produzida pelos PVs, que pode ser utilizada nos momentos em que a irradiância solar é insuficiente. A eficiência das baterias varia conforme a tecnologia, materiais de fabricação e drivers industriais diversos (LILLO-BRAVO *et al.*, 2020). O uso de baterias envolve altos custos de investimentos e manutenção, encarecendo este tipo de operação. Além disso, nos países que ainda não contam com tecnologias avançadas de reciclagem de baterias, há um problema grave com a poluição

ambiental gerada por elas (LI *et al.*, 2021). Assim, existe uma busca por meios que possam reduzir ou dispensar completamente o uso das baterias.

Alguns trabalhos apresentam o uso de armazenamento de energia térmica em água ou gelo assim como em materiais de mudança de fase (PCMs) (LI *et al.*, 2021). Há desafios a serem superados, os PCMs por exemplo, normalmente têm baixa condutividade térmica e alguns podem ser corrosivos e quimicamente instáveis (LILLO-BRAVO *et al.*, 2020). Outra possibilidade é a utilização de sistemas fotovoltaicos híbridos, como sistemas conectados à rede elétrica (FONG *et al.*, 2010), módulos PVs ligados a células a combustível (LILLO-BRAVO *et al.*, 2020) e por sistemas de bombeamento, como o apresentado por Hernández-Callejo *et al.* (2019). Neste sistema, o excedente de energia fotovoltaica é utilizado para bombear água para um reservatório acima armazenando energia potencial. Quando falta energia fotovoltaica, o fluxo dessa água por uma turbina produz a energia elétrica para suprir a demanda.

LI *et al.* (2021) projetaram e testaram um ar condicionado movido a energia fotovoltaica. O sistema apresentou boa estabilidade funcionando completamente sem baterias, que foram substituídas por armazenamento térmico de gelo. Um resfriador de leite de circuito duplo (HFC-134a e HC-600a) sem baterias, usando armazenamento de energia térmica a base de água, mostrou-se viável energeticamente no estudo de Sidney *et al.* (2022), além de reduzir em 91,15% as emissões de CO₂ e 27% o custo do ciclo de vida em relação ao resfriador convencional. Meneghetti *et al.* (2021) estimou em 6 anos o tempo de retorno para um projeto simulado em que o motor a diesel é substituído por PVs para a refrigeração de veículo frigorífico. A temperatura de refrigeração é -20°C, o COP variou entre 0,42 e 0,77.

O trabalho de Lillo-Bravo *et al.* (2020) integrou, ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor, um tanque de amônia em fase de mistura saturada e o analisou termodinamicamente considerando-o viável economicamente. No entanto, em termos de aplicação prática, aspectos tecnológicos precisam ser solucionados. O sistema de refrigeração solar fotovoltaico para armazenamento refrigerado, utilizando PCM, de Sarafoji *et al.* (2021), com temperatura de evaporação de -15°C, reduziu em 16% o consumo de energia.

2.4.6 Aumento de eficiência dos PV-VCRSs

O estudo de Opoku et al. (2016) comparou o desempenho de um refrigerador movido a corrente alternada (CA) e o desempenho deste refrigerador ao ser convertido em corrente contínua (CC), assim sendo operado diretamente por energia fotovoltaica sem precisar de um inversor. O sistema CC apresentou vantagens como: Menor potência de pico e menor consumo de energia, o que somado aos tipos de componentes levaram a um custo 18% menor para o sistema fotovoltaico com refrigerador CC.

Refrigeradores CC fotovoltaicos de velocidade variável foram analisados por Su et al. (2020) que também propuseram uma combinação estratégica da velocidade de rotação do compressor com a irradiação solar. A eficiência aumentou em 45,69% em relação a velocidade constante de rotação. Daffallah (2018), apresentou um estudo em que um sistema de refrigeração fotovoltaico operado por 12 V (1 painel) teve significativamente menor consumo de energia do que um operado a 24V (2 painéis em série).

Outra forma de aumentar a eficiência dos sistemas foi avaliado por Zhou et al. (2022). O compressor acionado diretamente pelos painéis apresenta instabilidade devido a irradiação solar inconstante. Assim, por meio de um método de controle de rastreamento de ponto de potência máxima (MPPT) combinado com tensão constante por frequência, um sistema de 5,4KW de capacidade fotovoltaica teve aumento de 9,18% no desempenho. Em comparação entre dois métodos de controle para o sistema de refrigeração fotovoltaica de acionamento direto, que são o método de rastreamento do ponto de potência máxima (MPPT) e o método de previsão da velocidade do compressor (CSP), o método MPPT se mostrou mais eficiente que o método CSP (GAO et al., 2021).

O resfriamento dos painéis pode aumentar sua eficiência elétrica além de diminuir a taxa de degradação das células com o tempo, resultando na maximização da vida útil dos módulos fotovoltaicos. O resfriamento pode ser feito por pulverização de água, circulação forçada de água ou ar, imersão em água, uso de PCMs e ainda uso de revestimento transparente (cristal fotônico) (SIECKER; KUSAKANA; NUMBI, 2017). Observou-se no trabalho de Hamzat et al. (2021) que o uso de nanofluidos para resfriamento em sistemas térmicos fotovoltaicos (PVTs) melhora a eficiência do PV

em mais de 60%, enquanto a integração com PCM melhora a eficiência do sistema PVT em 32%.

2.4.7 Estudos, aplicações e dados experimentais

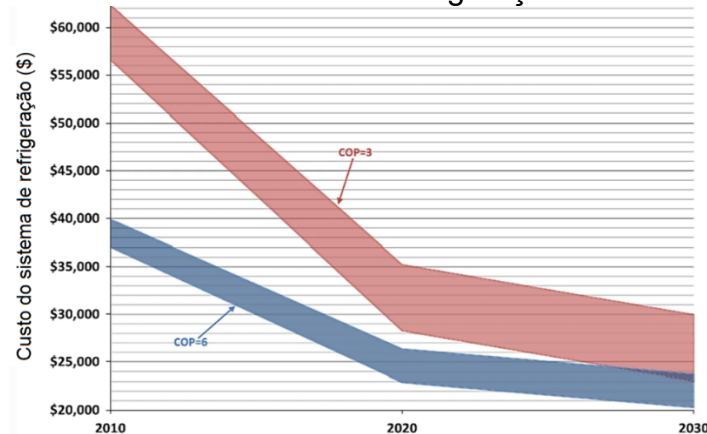
Estudos de caso para sistemas de ar condicionados fotovoltaicos com capacidade de produção de 159,4 a 225,7 MWh/ano, apresentaram valor presente líquido de 5,9 a 8,2 vezes o custo de investimento no sistema fotovoltaico, indicando alta viabilidade. O tempo de retorno variou entre 4 a 5,9 anos (NOVAES LEITE *et al.*, 2019). O sistema de refrigeração solar fotovoltaico para instalação de armazenado refrigerado apresentado por Ikram *et al.* (2021), com capacidade nominal de 15,819 kWh/ano, teve período de retorno de 5,2 anos.

O trabalho de Pokhrel *et al.* (2020), mostrou ser viável técnico e economicamente a utilização da energia fotovoltaica para refrigeração e produção de gelo para minas subterrâneas, a depender da localização e disponibilidade de irradiância solar, e propôs uma estratégia para gerenciar o pico de demanda de resfriamento usando cubos de gelo. Além disso comparou o sistema de armazenamento de gelo, que apresentou retorno econômico mais rápido (10 anos), com um sistema de armazenamento de bateria, que levaria 13 anos para devolver o valor investido. Cerca de 30 a 40 % da energia consumida em uma mina subterrânea profunda podem vir de ventilação e refrigeração (MRA, 2008).

Um sistema de refrigeração de 3,3kW de capacidade, para um caminhão frigorífico, foi avaliado por Rossetti *et al.* (2022) sendo operado por painéis fotovoltaicos. Ele estimou que os painéis podem fornecer de 65% a 112% da energia consumida pela unidade de refrigeração, a depender do percurso do caminhão exposto a luz solar convenientemente.

O aumento do número de refrigeradores na energia solar fotovoltaica leva a uma diminuição no custo dessas aplicações, como mostra a Figura 5.

Figura 5 - Custo futuro do sistema de refrigeração solar fotovoltaica



Fonte: Adaptado de Alsagri (2022).

2.4.8 Sistemas híbridos

A energia eólica e solar são complementares entre si em tempo e intensidade, e as configurações de capacidade respectivamente da energia eólica e solar têm um grande impacto na estabilidade do sistema e no investimento inicial (ZHANG *et al.*, 2019). Acuña *et al.* (2017) propôs um indicador de confiabilidade, baseado na potência elétrica mínima horária obtida a partir da radiação eólica e solar utilizando uma abordagem probabilística. Comparado com outros indicadores, os resultados mostram que aumenta a confiabilidade do sistema ao maximizar o uso de fontes renováveis. O trabalho de Njoroge *et al.* (2018) mostra uma investigação experimental em sistema de refrigeração híbrido para caminhão que utiliza uma combinação de energia fotovoltaica e eólica. A turbina eólica foi projetada e montada no defletor de vento do caminhão, de forma que dependesse tanto da velocidade do vento como da velocidade do veículo em movimento. O consumo total de energia elétrica dos containers era de 45 kWh/dia, mantido dois a temperatura de 2°C e um a -20°C enquanto a temperatura ambiente foi de 35°C. O trabalho evidencia a redução nas emissões de 50% com 47% de fração de energia renovável.

Numerosos estudos têm sido realizados com sistemas híbridos fotovoltaicos e coletores térmicos. Estes sistemas, fotovoltaico-térmicos (PV/T), geram energia elétrica e coletam energia térmica ao mesmo tempo, que pode ser usada por exemplo para aquecimento de água. Dessa forma, a eficiência global do sistema PV/T pode aumentar proporcionalmente (JIA; ALVA; FANG, 2019). O desempenho de sistema de refrigeração por compressão de vapor assistido por módulo fotovoltaico-térmico (PV/T-VCRS) foi avaliado na pesquisa de Yıldız *et al.* (2023). A temperatura média de

operação dos painéis reduziu de 56,2 para 40,9 °C e a eficiência elétrica aumentou de 13,49 para 14,69% enquanto a temperatura média ambiente foi de 24°C.

Há os sistemas híbridos fotovoltaicos/termelétricos que podem captar um espectro maior da luz solar entre estas duas tecnologias e assim aumentar a conversão de energia solar em energia elétrica e, portanto, a eficiência. O trabalho de *Huen e Dauod (2017)* apresentou alguns resultados de estudos realizados com estes sistemas mostrando eficiência geral de 7 a 32% na conversão.

Okundamiya (2021) apresentou um sistema híbrido fotovoltaico de 54,7 kW com célula de combustível de 7 kW, utilizando gás hidrogênio como combustível, que pode aumentar de forma sustentável a rede elétrica com uma fração renovável muito alta de 96,7% a US\$ 0,0418/kWh. Em relação ao uso convencional de sistema gerador de rede/diesel, foi obtido economia de custos de energia de mais de 88% e um retorno sobre o investimento de 41,3% pode ser obtido em menos de 3 anos.

Zhao *et al.* (2019) propuseram um sistema híbrido de conversão fotovoltaica diurno com resfriamento radiativo noturno e o avaliaram experimentalmente. A camada superior do painel solar usado é uma camada transparente de Tedlar – Poliéster – Tedlar (TPT), que atua como material de encapsulamento e é a principal responsável pelo resfriamento radiativo noturno. A produção média de eletricidade fotovoltaica foi de 94 W/m² e eficiência de 14,9% com dia predominantemente ensolarado. A potência de resfriamento radiativo noturno foi avaliada entre 54,4W/m² e 72,94 W/m² a depender do resfriamento do painel.

2.4.9 Refrigeração fotovoltaica e vacinas

Em alguns países em desenvolvimento, grande parte da população vive em zonas rurais onde a eletricidade não é fornecida o suficiente e pode continuar assim por muitos anos (GOYAL *et al.*, 2016). Nestas regiões, normalmente os sistemas de refrigeração a compressão fotovoltaicos são os mais comercializados e utilizados para armazenamento de vacinas (SALILIH; BIRHANE, 2019).

Em muitos locais da Amazônia brasileira, a produção de energia ainda é caracterizada como descentralizada e dependente de usinas térmicas (UTES) com geradores a diesel. Há 271 localidades no Brasil, na região Norte, com cerca de 3,3 milhões de pessoas que são atendidas por UTES (CAVALCANTE *et al.*, 2021).

Para McCarney et al. (2013) apud (HUSSIN; ISSABAYEVA; AROUA, 2018), são quatro as principais vantagens da refrigeração fotovoltaica para armazenamento de vacinas: (1) controle estável de temperatura, (2) boa confiabilidade em termos de desempenho, qualidade e segurança (PQS da OMS), (3) menor custo vitalício de energia solar de acionamento direto e (4) sustentabilidade ambiental devido à redução das emissões de carbono

A maioria das vacinas devem ser mantidas refrigeradas entre 0 e 8°C. Na Tabela 2 são apresentadas as temperaturas de armazenamento de vacinas comuns (SAIDI; HAMMAMI; SOUDANI, 2017) e (SANTOS; GASPAR; DE SOUZA, 2021).

Tabela 2 - Temperaturas de armazenamento de vacinas	
Tipo de vacina	Armazenamento
Sarampo	-20°C
Poliomelite oral	-20°C
BCG	4 a 8°C
DPT	4 a 8°C
Tétano	4 a 8°C
Covid-19	
Pfizer	2 a 8 °C (5 dias)
Coronavac	2 a 8 °C (3 anos)
Astra Zeneca (Oxford)	2 a 8 °C (longo prazo)
Jansen	2 a 8 °C (longo prazo)

Fonte: Adaptado de Saidi et al. (2017) e Santos et al. (2021).

Hossain et al. (2019) apontou em seu trabalho algumas limitações encontradas na literatura para esta aplicação (refrigeração fotovoltaica para vacinas), como: não ter bateria ou não ter o suficiente, impossibilidade de operar CA, uso do MPPT para aumento de eficiência mas sem opção de armazenamento de energia.

2.5 Considerações

A tecnologia de refrigeração renovável mais aplicada e pesquisada é por compressão de vapor. Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor e os sistemas fotovoltaicos são estudados e aplicados em grande parte das vezes isoladamente. Nesta revisão foram apresentados dados referentes a estes sistemas individualmente, mas principalmente integrados, formando os sistemas de refrigeração solar fotovoltaica por compressão de vapor (PV-VCRSs). Os trabalhos apontam para necessidade de mais pesquisas e investigação. Normalmente, concentram-se em avaliação de viabilidade técnico-econômica, aumento de desempenho e aplicações, tanto do sistema padrão como de configurações híbridas.

O custo médio global do watt foi estimado em US\$ 0,36 e tempo de retorno em média de 5 a 6 anos para os sistemas fotovoltaicos. Aumento de desempenho significativo foi encontrado com compressores de velocidade variável, resfriamento dos painéis fotovoltaicos, uso de MPPT, uso de corrente contínua, painéis fornecendo tensão a 12V ao invés de 24V. Quanto as aplicações, de forma geral, aquelas para refrigeração comum por compressão de vapor podem ser estendidas às fotovoltaicas. Especificamente, citou-se climatização e refrigeração em lugares de eletrificação insuficiente, como em minas subterrâneas, veículos de refrigeração e regiões rurais. O tipo de sistema híbrido mais pesquisado é o fotovoltaico térmico (PV-T), que aproveita maior faixa de radiação solar. Os resultados mostram grande viabilidade e há muitas aplicações em desenvolvimento.

Outra questão importante no projeto dos PV-VCRSs é o armazenamento da energia para ser usada quando a radiação momentânea não é suficiente. Costuma-se utilizar um banco de baterias, o que ainda encarece os sistemas fotovoltaicos, além de não serem recicladas apropriadamente em alguns lugares. Busca-se, portanto, uma alternativa mais barata e ecológica. Armazenamento térmico com água e gelo ou ainda os PCMs vêm sendo explorados como possível solução. Estas e outras opções, não se mostraram capazes de substituir completamente as baterias.

Há poucas pesquisas para determinação do COP com metodologia que use as temperaturas internas e correlações, que é o caso deste trabalho. Normalmente, o COP é determinado por meio de instrumentação pela qual é possível quantificar a capacidade de refrigeração, como manômetros juntamente com termopares ao longo

do sistema de refrigeração. Há também poucos trabalhos que fornecem o COP solar ou global de um PV-VCRSs como o que será apresentado neste trabalho.

Os PV-VCRSs podem ser utilizados para refrigeração de insumos, medicamentos e vacinas em regiões onde a eletrificação é insuficiente, como áreas rurais. Esta aplicação para dos PV-VCRSs é uma alternativa atrativa para esta demanda por ser sustentável e acessível atualmente e será investigada neste trabalho.

A tecnologia alternativa à compressão de vapor mais investigada é a refrigeração por absorção. Este método é especialmente apropriado quando se tem boa disponibilidade de energia térmica, assim a falta de eficiência na conversão e COPs baixos podem ser justificados.

3 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta a configuração experimental da bancada e os procedimentos realizados desde a parte experimental até a elaboração dos equacionamentos para a obtenção dos resultados propostos neste trabalho.

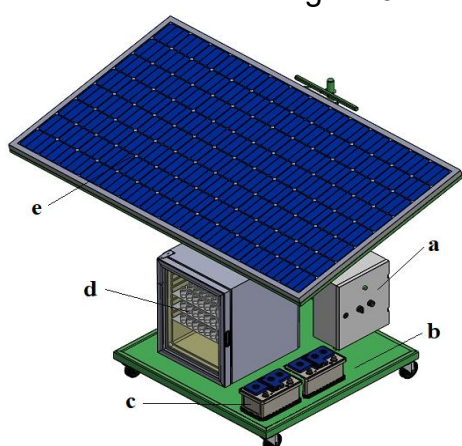
3.1 Configuração experimental

A bancada experimental é composta por um sistema de refrigeração por compressão de vapor solar fotovoltaica (PV-VCRS) e dispositivos e acessórios necessários para os testes e medições. O sistema e seus componentes são apresentados e descritos abaixo.

3.1.1 PV-VCRS

O sistema é formado inicialmente por um refrigerador de compressão a vapor de 79 litros da Eletrolux. O refrigerador é associado a um painel fotovoltaico de 320W de potência com 19,18% de eficiência nominal, duas baterias de 45 Ah (C20) e um painel de alimentação, conforme modelo da Figura 6.

Figura 6 – Modelo básico do PV-VCRS



a	Painel de alimentação e controle
b	Base móvel
c	Baterias estacionárias (45Ah)
d	Refrigerador
e	Painel solar fotovoltaico (PV)

Fonte: Autoria própria

A Figura 7 mostra o sistema com refrigerador, o painel fotovoltaico e o painel de alimentação antes da instalação elétrica e instrumental.

Figura 7 – Sistema antes da instalação elétrica e instrumental



Fonte: Autoria própria

Além dos componentes da Figura 7, adiciona-se um inversor com eficiência de 88%, um controlador de carga MPPT, nove termopares tipo K, dois dispositivos de aquisição de dados (Fieldlogger), um resistor elétrico, um variador de tensão para o resistor, um painel de potência e alguns dispositivos elétricos necessários para a operação do sistema e as medições. A Figura 8 apresenta a bancada experimental após a montagem e a Tabela 3 mostra os componentes.

Figura 8 – Vista frontal e lateral da bancada de refrigeração.



Fonte: Autoria própria

Tabela 3 – Componentes da bancada de refrigeração

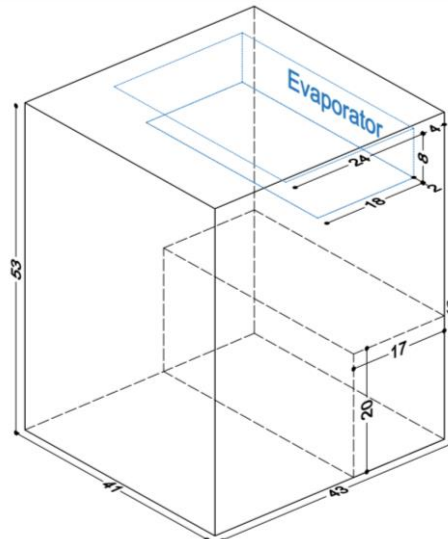
Componentes					
Refrigerador (RE80 – Eletrolux)		Painel fotovoltaico		Resistor elétrico	
Capacidade armazenamento	79 L	Potência nominal	320 W	Potência máxima	150 W
Altura	64 cm	Área módulo	1,67 m²	Voltagem máxima	127V
Largura	49,5 cm	Eficiência elétrica	19,18 %	Controlador MPPT Fieldlogger (2) Termopares Tipo K (9) Variador de voltagem	
Profundidade	54 cm	Peso	18 kg		
Voltagem	127 V	Inversor			
Refrigerante	R134a	Potência	300 W		
Baterias estacionárias (2)		Eficiência	88 %		
Capacidade	45 Ah (C20) ¹	Voltagem	Entrada 12VCC Saída 127VAC		
Voltagem	13,4 a 13,8 V				

1. Tempo de descarga de 20h

Fonte: Autoria própria

As dimensões internas do refrigerador são mostradas na Figura 9, em cm.

Figura 9 – Dimensões internas do refrigerador (em cm)



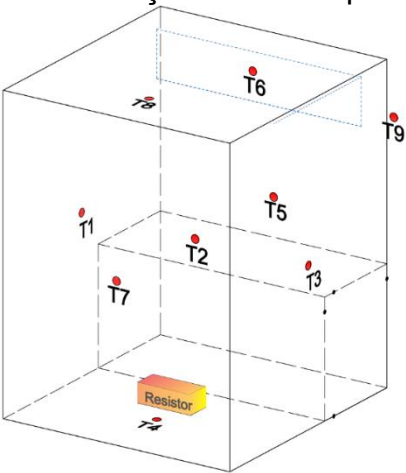
Fonte: Autoria própria

3.2 Procedimento experimental

O inversor de 300W utilizado não tem capacidade para dar a partida no compressor, portanto utiliza-se um sistema complementar conectado à fonte de tensão da rede para acioná-lo. Após a partida do compressor, conecta-se o refrigerador ao sistema descrito e é realizado o procedimento de medição.

Mantém-se o refrigerador em funcionamento por duas baterias estacionárias ligadas em paralelo, que são carregadas pelo painel fotovoltaico. Existe um controlador de carga interligando o painel, o inversor e as baterias. O inversor transmite corrente contínua, vinda das baterias de cerca de 12V, como corrente alternada de cerca de 127V para o compressor do refrigerador. Um resistor elétrico permanece conectado e posicionado na parte inferior do seu interior. No variador de tensão é definida uma tensão adequada para que a potência dissipada pelo resistor seja a necessária. Inicialmente, a potência é de 30W. Após cerca de 1h e 30min, o sistema atinge o regime permanente e aumenta-se a resistência em 5W, passando para 35W. Este procedimento de aumento de potência no resistor é repetido até atingir 70W, quando os testes são finalizados. Realiza-se os testes no período da manhã, entre 8h00 e 12h00, enquanto a temperatura ambiente permanece próxima de 25°C. Em todos os momentos, os dois sistemas de aquisição de dados registram as temperaturas internas e ambiente, a potência do compressor e a potência do resistor elétrico. As temperaturas são medidas nas posições indicadas na Figura 10, onde também é possível visualizar o resistor elétrico.

Figura 10 – Posição dos termopares

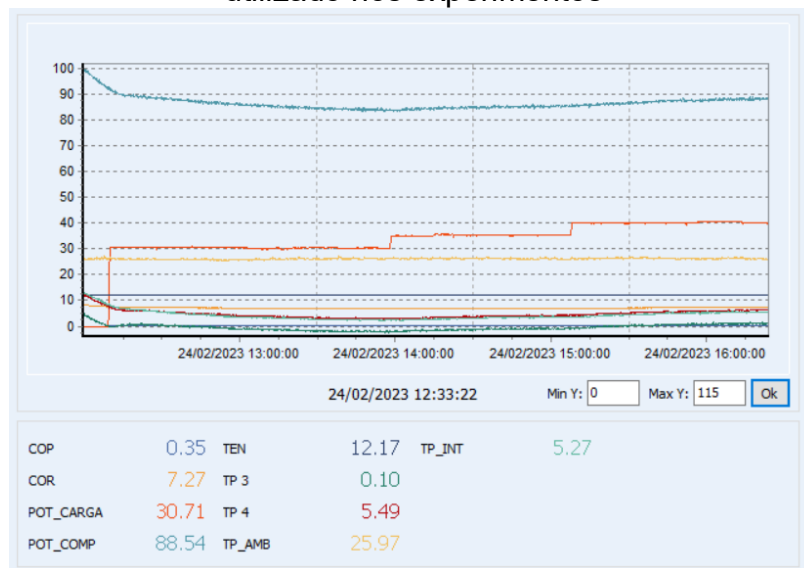


Termopar	Posição
T1	Parede direita
T2	Centro (ar)
T3	Parede esquerda
T4	Piso
T5	Parede traseira
T6	Evaporador
T7	Porta
T8	Teto
T9	Ambiente

Fonte: Autoria própria

O software utilizado para monitoramento e registro dos dados é o FieldLogger V1.6.9.03 Configurator, fornecido pela Novus, fabricante do dispositivo. Na Figura 11 é possível visualizar dos dados monitorados pelo software, como temperaturas, potência no inversor e potência no resistor elétrico (linha laranja, onde é possível ver os degraus de 5W).

Figura 11 – Layout do monitoramento dos dados pelo sistema de aquisição de dados utilizado nos experimentos



Fonte: Autoria própria

Após a finalização dos testes, os dados coletados são tratados e organizados no Microsoft Excel, onde também são ajustadas as medições e incertezas dos termopares de acordo com seus certificados de calibração. Todo o equacionamento que usa correlações e expressões para transferência de calor é feito no Engineering Equation Solver (EES) e apresentado no Apêndice D.

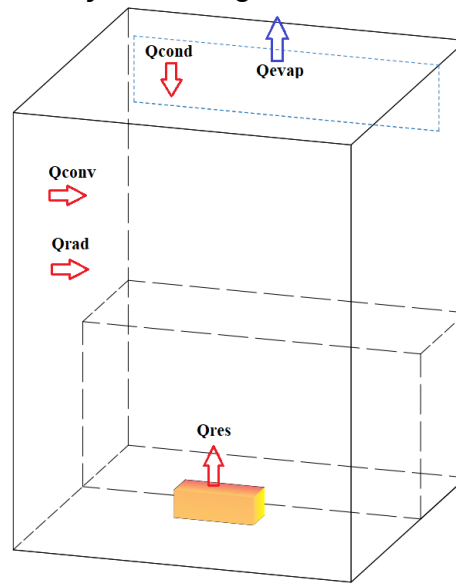
3.3 Formulação Matemática

3.3.1 Balanço interno de energia

Existe uma taxa de calor que entra no compartimento interno através das paredes do refrigerador. Os condensadores estão localizados nas paredes laterais, o que contribui para a entrada deste aporte de energia. É possível fazer um balanço energético, conforme esquema da Figura 12, semelhante ao apresentado por Alqaisy

et al. (2021). Neste caso particular, acrescenta-se a condução de calor entre o evaporador e o teto, o que se revela significativo. Assim, a taxa total de calor que entra no refrigerador pode ser dividida em quatro aportes: convecção, radiação, condução e a potência dissipada pelo resistor. A soma desses quatro termos, no regime permanente, é igual à capacidade de refrigeração (estimada para cada potência do resistor elétrico), conforme Equação 2.

Figura 12 - Balanço de energia no interior do refrigerador



Fonte: Autoria própria

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{res} \quad (2)$$

Em que $\dot{Q}_{evap}$ é a capacidade de refrigeração; $\dot{Q}_{conv}$, $\dot{Q}_{rad}$ e $\dot{Q}_{cond}$ são as taxas de calor por convecção, radiação e condução, respectivamente, e $\dot{Q}_{res}$ a taxa de calor dissipado pelo resistor.

Os termos referentes aos modos de transferência de calor podem ser subdivididos ainda para cada região do refrigerador: piso, paredes laterais (direita e esquerda), porta, parede traseira e teto, conforme mostrado a seguir.

3.3.2 Calor por Convecção

Para a transferência de calor por convecção, as correlações apresentadas por Corcione (2003) são utilizadas, para cavidades retangulares fechadas aquecidas

pelas laterais e por baixo e resfriadas por cima, conforme Equações 3 e 4, juntamente com o desvio padrão e os erros.

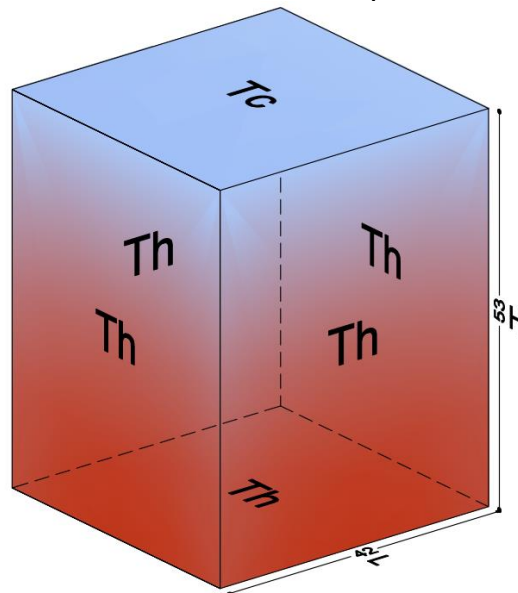
$$Nu_{lado} = 0.590A^{0.05}Ra^{0.15} \quad \alpha = 0.056, \phi = 0.090 \quad (3)$$

$$Nu_{piso} = 0.182A^{0.15}Ra^{0.25} \quad \alpha = 0.044, \phi = 0.082 \quad (4)$$

Em que Nu_{lado} é o Nusselt utilizado para as paredes laterais, traseira e porta; A é a razão entre largura (L) e altura da cavidade (H), Ra é o número de Rayleigh e α e ϕ são o desvio padrão dos dados e o valor absoluto do erro relativo máximo, respectivamente. A transferência de calor no teto não é considerada pois é uma parcela da própria capacidade de refrigeração e, portanto, já está incluída no $\dot{Q}_{evap}$.

Estas equações são utilizadas com base no modelo da Figura 13, onde o T_h utilizado é a média aritmética das temperaturas medidas nas paredes, piso e porta, que são próximas entre si. A temperatura T_c é a do evaporador. Além disso, a largura L considerada é a média entre as dimensões reais da base (43 e 41 cm).

Figura 13 – Modelo matemático para a convecção



Fonte: Autoria própria

Este modelo serve de base para aplicação das correlações e consequente determinação do coeficiente de Nusselt e por fim o coeficiente de convecção, conforme Equação 5. Porém, a taxa de calor é obtida considerando as áreas reais de cada região, utilizadas na Equação 6.

$$Nu_i = h_i H / k_{ar,i} \quad (5)$$

Em i é a região considerada; h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, H e k são altura da cavidade e a condutividade térmica do ar à temperatura de filme.

$$\dot{Q}_{conv,i} = h_i S_i (T_i - T_c) \quad (6)$$

Em que S é a área.

Também há uma convecção de calor entre a parte de trás do evaporador e a parede de trás. Este aporte é tratado separadamente com a Equação 7, de Çengel e Ghajar (2012), para uma cavidade percorrida por calor entre uma parede vertical fria e outra quente.

$$\dot{Q}_{conv,5b} = k_{ar,i} Nu S_i (T_5 - T_6) / d \quad (7)$$

Em que T_5 e T_6 são as temperaturas do evaporador e da parede de trás, respectivamente, conforme Figura 10; d a distância entre eles e Nu é dado pela Equação 8. Neste caso acrescenta-se o subscrito $5b$ à $\dot{Q}_{conv}$ para indicar ser esta uma segunda parte da convecção associada a parte de trás.

$$Nu = 0,18 \left(\frac{Pr}{0,2 + Pr} Ra \right)^{0,29} \quad (8)$$

Em que Pr é o número de Prandtl.

Assim, todas as taxas de calor por convecção são obtidas para todas as regiões internas: paredes laterais, porta, parede traseira e piso.

3.3.3 Calor por Condução

A transferência de calor por condução é avaliada pela Equação 9, entre o teto e a parte de cima do evaporador. Esta região é considerada como um espaço fechado em que a parede quente está acima e a fria abaixo, assim, conforme aponta Çengel e

Ghajar (2012), as correntes de convecção não se desenvolvem já que o fluido mais leve está sempre acima do fluido mais pesado. Portanto, trata-se de uma condução pura.

$$\dot{Q}_{cond} = k_{ar,i} S_i (T_8 - T_6) \quad (9)$$

Em que S_i , neste caso, é a área da parte de cima do evaporador (0,37 x 0,24, conforme Figura 9), $k_{ar,i}$ é a condutividade térmica do ar na temperatura média, e T_8 e T_6 são as temperaturas do Teto e do Evaporador, respectivamente.

3.3.4 Calor por Radiação

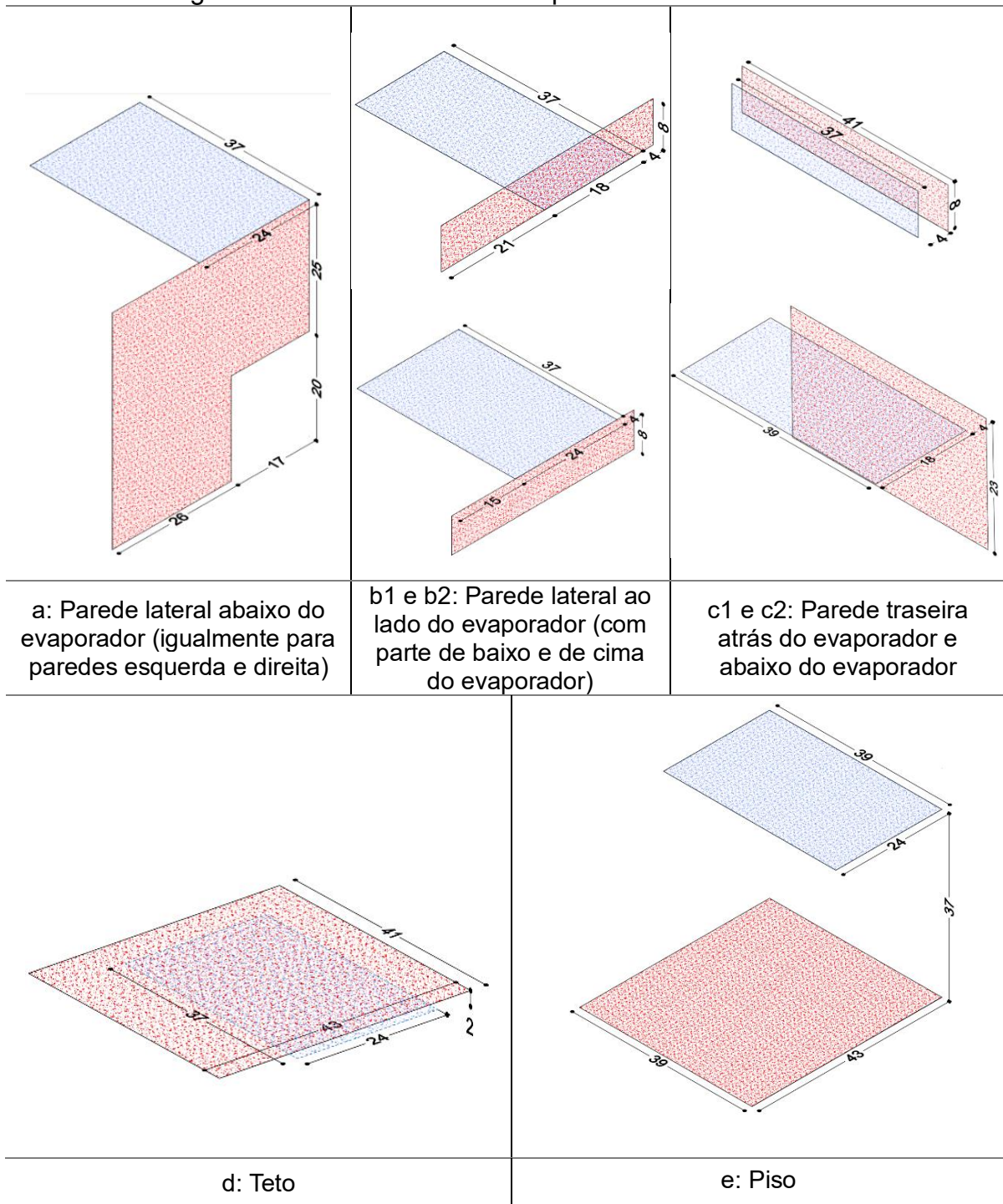
Para a transferência de calor por radiação, o interior do refrigerador foi subdividido em vários pares de superfícies em que uma das superfícies é o evaporador e a outra qualquer sub-região interna. Para cada par, há um fator de forma associado e, conseqüentemente, uma taxa de calor por radiação. Este aporte de radiação é determinado a partir da Equação 10, apresentada por Çengel e Ghajar (2012).

$$Q_{ie} = \sigma (T_i^4 - T_e^4) / [(1 - \epsilon_i) / (A_i \epsilon_i) + 1 / A_i F_{ie} + (1 - \epsilon_e) / (A_e \epsilon_e)] \quad (10)$$

Em que o índice i representa uma superfície interna qualquer e “ e ” o evaporador. Os termos σ , ϵ e F são as constantes de Stefan-Boltzmann, a emissividade da superfície - 0,90 para tinta branca (Çengel e Yunus A., 2013) - e o fator de forma, respectivamente.

O modelamento dos pares de superfícies é apresentado na Figura 14, em que a superfície azul é o evaporador e as vermelhas são qualquer outra sub-região interna. Assim, cada par de superfícies, referenciado de “a” até “e” está associado a um fator de forma e uma taxa de calor.

Figura 14 – Modelo matemático para os fatores de forma

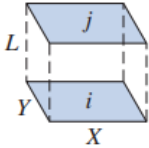
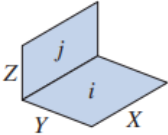


Fonte: Autoria própria

A Figura 15 apresenta expressões, dadas por Çengel e Ghajar (2012), para se obter o fator de forma para duas geometrias comuns. O EES contém em sua biblioteca estas e mais expressões para outras geometrias, portanto é utilizado para os cálculos. No entanto a biblioteca do EES é limitada, assim, é utilizada também a regra da adição

e a regra da superposição para tornar possível operações e combinações para se obter os fatores para os pares de superfícies apresentados na Figura 14.

Figura 15 – Expressões do fator de forma para geometrias comuns de tamanho finito

Geometria	Relação
Retângulos paralelos alinhados 	$\bar{X} = X/L \quad \text{e} \quad \bar{Y} = Y/L$ $F_{i \rightarrow j} = \frac{2}{\pi \bar{X} \bar{Y}} \left\{ \ln \left[\frac{(1 + \bar{X}^2)(1 + \bar{Y}^2)}{1 + \bar{X}^2 + \bar{Y}^2} \right]^{1/2} + \bar{X}(1 + \bar{Y}^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{\bar{X}}{(1 + \bar{Y}^2)^{1/2}} \right.$ $\left. + \bar{Y}(1 + \bar{X}^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{\bar{Y}}{(1 + \bar{X}^2)^{1/2}} - \bar{X} \tan^{-1} \bar{X} - \bar{Y} \tan^{-1} \bar{Y} \right\}$
Retângulos perpendiculares com uma aresta comum 	$H = Z/X \quad \text{e} \quad W = Y/X$ $F_{i \rightarrow j} = \frac{1}{\pi W} \left(W \tan^{-1} \frac{1}{W} + H \tan^{-1} \frac{1}{H} - (H^2 + W^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{1}{(H^2 + W^2)^{1/2}} \right.$ $+ \frac{1}{4} \ln \left\{ \frac{(1 + W^2)(1 + H^2)}{1 + W^2 + H^2} \left[\frac{W^2(1 + W^2 + H^2)}{(1 + W^2)(W^2 + H^2)} \right]^{W^2} \right.$ $\left. \times \left[\frac{H^2(1 + H^2 + W^2)}{(1 + H^2)(H^2 + W^2)} \right]^{H^2} \right\}$

Fonte: Çengel e Ghajar (2012)

Assim, todos os fatores são calculados e todas as taxas de calor por radiação para o evaporador para todas as regiões internas: paredes laterais, porta, parede traseira e piso.

3.3.5 COP solar

A partir de desenvolvimento da expressão de Salilih e Birhane (2019) para o COP global do sistema ou solar (Equação 11), obtém-se a Equação 14, que é usada neste trabalho para a determinação deste parâmetro.

$$COP_{solar} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{G \times S_{pv}} \quad (11)$$

Em que G é a intensidade da radiação solar e S_{pv} a área do PV. Mas, $G \times S_{pv}$ é a Potência de entrada no painel ($\dot{W}_{solar}$) e se multiplicada pela eficiência do painel e

pela eficiência do inversor, obtêm-se a potência de entrada no compressor. Conforme Equações 12 e 13.

$$G \times S_{pv} = \dot{W}_{solar} \quad (12)$$

$$\dot{W}_{solar} \times \eta_{inv} \times \eta_{pv} = \dot{W}_{comp} \quad (13)$$

Em que η_{inv} e η_{pv} são as eficiências do inversor e do painel solar, respectivamente. Portanto, pode-se obter a Equação 14:

$$COP_{solar} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \times \eta_{inv} \times \eta_{pv} \quad (14)$$

Mas $\dot{Q}_{evap}/\dot{W}_c$ é o COP do refrigerador. Portanto, a Equação 15 é obtida.

$$COP_{solar} = COP_{ref} \times \eta_{inv} \times \eta_{pv} \quad (15)$$

3.3.6 Avaliação dos Erros e incertezas

Os erros e incertezas associados às medições são avaliados conforme o método proposto no guia para expressão de Incerteza de Medição (GUM) publicado pelo Inmetro (2008). Considera-se incertezas associadas às temperaturas e ao número de Nusselt. Outros parâmetros necessários aos cálculos, que poderiam interferir na incerteza final, como potência do compressor, eficiência do inversor e do painel fotovoltaico, não tem uma incerteza especificada pelos fabricantes restando a incerteza associada às medições e a resolução, que são irrelevantes, portanto, são desconsideradas.

3.3.7 Temperaturas

Nesta investigação, para a temperatura, considerou-se a incerteza padrão associada à série de medições ou repetibilidade (u_{rep} – incerteza tipo A) e a incerteza padrão extraída do certificado de calibração (u_{cal} – incerteza tipo B). Estas duas incertezas originam a incerteza combinada conforme a Equação 16.

$$u_c^2 = u_{rep}^2 + u_{cal}^2 \quad (16)$$

Os certificados de calibração referentes aos termopares utilizados exibem a incerteza expandida U_{cal} . Esta deve ser dividida pelo fator de abrangência (k) para se obter a incerteza padrão associada a calibração, conforme Equação 17. Os resultados dos certificados de calibração para todos os termopares são apresentados no Anexo A.

$$u_{cal} = U_{cal}/k \quad (17)$$

O fator de abrangência apresentado pelos certificados é $k=1,69$, conforme Figura 16.

Figura 16 – Fatores de abrangência no certificado de calibração

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	
-9,91	-8,10	1,81	0,24	1,69	8
0,03	1,19	1,16	0,24	1,69	2
10,01	10,79	0,79	0,24	1,69	7
19,97	20,43	0,46	0,25	1,69	6

Fonte: Autoria própria

A incerteza associada a repetibilidade (u_{rep}) é dada pela Equação 18.

$$u_{rep} = \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (18)$$

Em que s é o desvio padrão experimental e n o número de medições registradas (igual a 20).

Com a incerteza combinada, obtém-se então a incerteza expandida. Esta é obtida considerando-se uma distribuição gaussiana com grau de confiança de 95%, pela Equação 19.

$$U = u_c \cdot stu_{95\%} \quad (19)$$

Em que o $stu_{95\%} = 1,96$ é o coeficiente de student (fator de abrangência) referente a 95% de confiança e γ_{ef} graus de liberdade efetivo. Pode-se encontrar γ_{ef} através da Equação 20.

$$\gamma_{ef} = \frac{u_c^4}{\frac{u_{rep}^4}{\gamma_{rep}} + \frac{u_{cal}^4}{\gamma_{cal}}} \quad (20)$$

Em que γ_{rep} e γ_{cal} são os números de graus de liberdade referentes a repetibilidade das medições ($n - 1$) e da incerteza dos termopares conforme certificado de calibração (Figura 17), respectivamente.

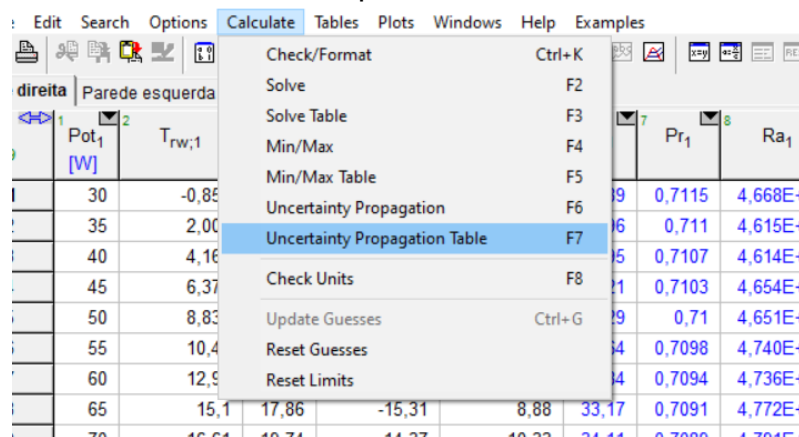
Figura 17 – Graus de liberdade no certificado de calibração

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-9,91	-9,26	0,65	0,25	1,69	4874
0,03	0,38	0,35	0,25	1,69	3795
10,01	10,13	0,12	0,25	1,69	2280
19,97	19,76	-0,21	0,24	1,69	10247

Fonte: Autoria própria

Desta forma, são encontradas as incertezas expandidas para todas as temperaturas medidas pelos 9 termopares, com o auxílio do Excel. No equacionamento do EES, com a função “Tabela de propagação de incerteza” (Figura 18) estas incertezas são consideradas para a obtenção de todos os resultados.

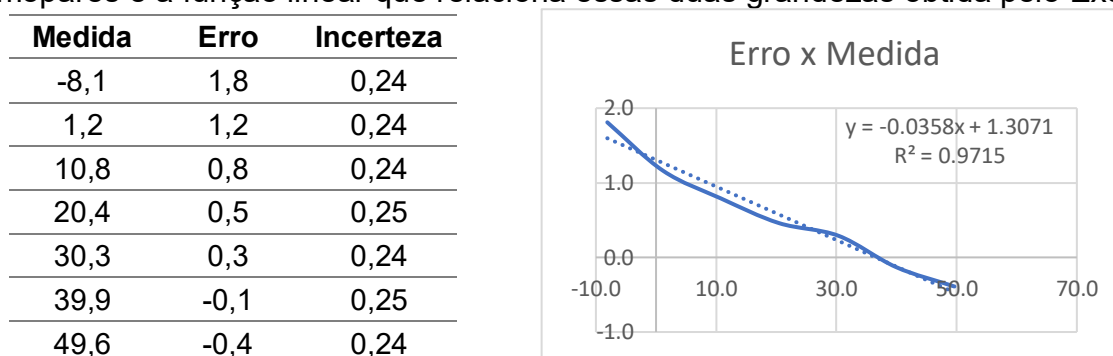
Figura 18 – Função “Tabela de propagação de incerteza” para inserir as incertezas nos parâmetros



Fonte: Autoria própria

Para a aplicação dos erros dos certificados de calibração, é encontrada uma função linear que determina o erro para uma medição específica, conforme Figura 19. A função é obtida no Excel, onde também foram computadas todas as temperaturas, que após corrigidas, foram então consideradas nos equacionamentos do EES para a obtenção dos resultados.

Figura 19 – Medidas x Erros registrados no certificado de calibração para um dos termopares e a função linear que relaciona essas duas grandezas obtida pelo Excel



Fonte: Autoria própria

De forma conservadora, considerou-se a maior incerteza registrada dentro do intervalo de medição. Para este termopar do exemplo da Figura 19, a incerteza considerada foi de 0,25. O Apêndice A apresenta as incertezas, os Erros x Medidas e a função linear que relaciona estas duas grandezas para todos os termopares.

Por fim, a Equação 21 apresenta a forma da Temperatura (T) aplicada nos cálculos.

$$T = T_m - Erro \pm U \quad (21)$$

Em que T_m é a temperatura média entre 20 medidas registradas pelo Fieldlogger, conforme Tabela 4, o $Erro$ é atribuído a cada temperatura conforme a função linear obtida com os certificados (Figura 19), sendo $T_m - Erro$, chamado neste trabalho de temperatura corrigida, e U é dado pela Equação 18.

Tabela 4 – Medições para as temperaturas de termopar no interior do refrigerador

0,32	0,37	0,33	0,33	0,38	0,55	0,48	0,38	0,15	0,4
0,41	0,34	0,31	0,39	0,29	0,51	0,46	0,12	0,09	0,12
Média					$T_m = 0,34$				

Fonte: Autoria própria

Para estas medições da Tabela 4, considera-se a temperatura média igual a 0,34 °C. Esta é a temperatura da parede direita quando a potência do resistor é 30,25W.

3.3.8 Nusselt

A correlação para Nusselt utilizada neste trabalho (Equações 3 e 4) apresenta o erro relativo máximo (ϕ). Como não há conhecimento sobre a distribuição dos valores do erro, considera-se uma distribuição retangular de tal forma que a incerteza padrão pode ser dada pela Equação 22.

$$u_{nu} = \frac{\phi}{\sqrt{3}} \quad (22)$$

Em que u_{nu} é a incerteza padrão associada ao número de Nusselt. A incerteza expandida é obtida procedendo-se igualmente como para a temperatura (Equação 19)

No equacionamento do EES, com a função “Tabela de propagação de incerteza” (Figura 18) estas incertezas são consideradas para a obtenção de todos os resultados.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção, apresentam-se os resultados investigados no trabalho, iniciando pelas temperaturas. Após, as taxas de transferência de calor. Por fim, é apresentado os COPs juntamente com a capacidade de refrigeração e potência do compressor, necessários à sua obtenção.

4.1 Temperaturas

As temperaturas corrigidas são apresentadas na Tabela 5 para cada potência do resistor.

Tabela 5 – Temperaturas internas e ambiente

Potência do Resistor (W)	Temperaturas (°C)								
	Parede dir	Parede esq	Piso	Porta	Trás	Teto	Ar (cent)	Evap	Amb
	T ₁	T ₃	T ₄	T ₇	T ₅	T ₈	T ₂	T ₆	T ₉
30,25	-0,86	0,67	4,53	-0,14	-3,58	1,37	-6,74	-24,76	24,70
35,17	2,01	3,64	8,33	2,92	-1,06	4,40	-3,37	-22,79	25,13
40,50	4,17	5,93	11,77	5,85	1,02	6,87	-1,11	-21,20	25,37
45,14	6,37	8,47	15,55	7,90	2,32	8,68	1,07	-20,09	25,55
50,31	8,84	10,57	18,98	10,55	4,33	11,23	3,15	-18,64	25,80
55,42	10,45	12,45	23,25	12,50	5,61	12,98	4,67	-17,79	26,29
60,08	12,93	14,87	26,48	15,03	7,48	15,62	6,98	-16,48	25,30
65,34	15,10	17,10	30,37	17,52	9,20	17,83	8,88	-15,31	25,50
70,16	16,61	18,79	33,50	19,44	10,37	19,72	10,33	-14,37	25,11

Fonte: Autoria própria

A potência do resistor simula condições onde a temperatura de evaporação seria maior que a usual, iniciando em -24,8°C e chegando a -14,4 °C. As temperaturas no centro do refrigerador (ar), às quais as vacinas seriam submetidas, são as menores, variam de -6,7 a 10,3 °C, abrangendo a faixa de refrigeração adequada para as vacinas de 2 a 8 °C, conforme Tabela 2. Portanto, o posicionamento dentro do refrigerador também deve ser considerado. Do centro em direção às paredes, a

temperatura aumenta cerca de 5 a 8 °C conforme a potência do resistor aumenta. Este comportamento é previsto por Corcione (2003), cujo o trabalho forneceu as Equações 3 e 4 utilizadas nesta investigação. Na Figura 20, é possível ver as linhas isotérmicas em função da razão A entre a largura e a altura da cavidade.

Figura 20 - Isotermas no interior de uma cavidade retangular aquecida nas laterais e resfriada na parte superior, para uma relação entre largura e altura (A) de 0,66 e 2.

config. HH A=0.66



config. HH A=2



Fonte: Corcione (2003)

A relação para o refrigerador neste trabalho é $A=0,42/0,53 = 0,81$ (Figura 13), aproximando-se da primeira situação onde $A=0,66$. Percebe-se também uma simetria para as temperaturas em relação ao plano médio vertical da cavidade.

Ainda em relação as temperaturas da Tabela 5, pode-se observar que na região de trás é sempre mais frio que nas paredes laterais. O piso é sempre a região mais quente, isto pode ser explicado pela distância do evaporador e pela presença do resistor nesta região que atrapalha a chegada do frio ao piso.

Como o modelo para a convecção, Figura 13, considera uma única temperatura (T_h) para paredes laterais, porta, traseira e piso, obteve-se a média aritmética das temperaturas dessas regiões. A Tabela 6, mostra esses valores para cada configuração.

Tabela 6 – Valores de T_h para o modelo de convecção

Potência do Resistor (W)	T_h
30,25	0,12
35,17	3,17
40,50	5,75
45,14	8,12

50,31	10,65
55,42	12,85
60,08	15,36
65,34	17,86
70,16	19,74

Fonte: Autoria própria

A incerteza associada às temperaturas varia de 0,3 para T_4 à 0,48 para T_9 , conforme Tabela 7. Para a estimativa desta incerteza, a repetibilidade pouco contribui, restando a influência da incerteza associada à calibração, contribuindo quase 100% para a obtenção de U. Os graus de liberdade, apresentados no certificado são altos, e foram considerados equivalentes a infinito.

Tabela 7 – Incertezas expandidas associadas às temperaturas

Termopares associados às temperaturas	Posição	Incerteza expandida (U)
T1	Parede direita	0,310
T2	Centro (ar)	0,334
T3	Parede esquerda	0,301
T4	Piso	0,301
T5	Parede traseira	0,386
T6	Evaporador	0,365
T7	Porta	0,338
T8	Teto	0,373
T9	Ambiente	0,484

Fonte: Autoria própria

4.2 Calor

A Tabela 8 apresenta as taxas de calor encontradas para cada região interna e modo de transferência. Os termos Rad_1 , Rad_2 e Rad_3 são as parcelas de radiação para as subdivisões feitas para as regiões, conforme Figura 14. Para a parede direita, por exemplo, há três subdivisões (a , b_1 e b_2), já para a parede traseira, duas subdivisões (c_1 e c_2), cada uma com seus respectivos fatores de forma em relação ao evaporador.

As incertezas associadas a essas taxas de calor variam de 0,01 a 0,62 e são computadas e expandidas para o $\dot{Q}_{evap}$, apresentado na próxima subseção.

Tabela 8 – Transferência de calor interna para cada região e modo de transferência

Potência resistor (W)	Taxa de Transferência de calor (W)									
	Parede direita				Parede esquerda				Piso	
	Conv	Rad ₁	Rad ₂	Rad ₃	Conv	Rad ₁	Rad ₂	Rad ₃	Conv	Rad
30,25	2,48	1,59	0,69	0,51	2,48	1,71	0,742	0,551	5,18	2,35
35,17	2,61	1,70	0,74	0,55	2,61	1,82	0,79	0,59	5,45	2,57
40,50	2,72	1,78	0,77	0,57	2,73	1,92	0,83	0,69	5,69	2,81
45,14	2,88	1,89	0,82	0,61	2,88	2,06	0,89	0,66	6,01	3,12
50,31	3,01	2,00	0,87	0,65	3,01	2,15	0,93	0,69	6,28	3,38
55,42	3,17	2,09	0,91	0,67	3,17	2,26	0,98	0,73	6,62	3,80
60,08	3,32	2,22	0,96	0,72	3,32	2,39	1,04	0,77	6,93	4,08
65,34	3,48	2,34	1,02	0,75	3,49	2,52	1,09	0,81	7,28	4,46
70,16	3,60	2,42	1,05	0,78	3,60	2,62	1,14	0,84	7,52	4,78
Potência Resistor (W)	Porta			Trás				Teto		
	Conv	Rad ₁	Rad ₂	Conv	Rad ₁	Rad ₂	Conv _b	Cond	Rad	
30,25	2,86	0,94	0,49	2,86	1,56	2,02	2,12	2,72	9,48	
35,17	3,01	1,01	0,52	3,00	1,65	2,13	2,48	2,85	10,15	
40,50	3,15	1,09	0,56	3,14	1,72	2,22	2,72	2,96	10,73	
45,14	3,32	1,15	0,59	3,31	1,76	2,27	2,90	3,05	11,18	
50,31	3,47	1,22	0,63	3,46	1,84	2,37	3,17	3,19	11,87	
55,42	3,66	1,29	0,67	3,65	1,89	2,45	3,35	3,30	12,41	
60,08	3,83	1,37	0,71	3,82	1,98	2,55	3,61	3,47	13,23	
65,34	4,02	1,46	0,75	4,01	2,05	2,65	3,85	3,60	13,92	
70,16	4,15	1,53	0,79	4,14	2,10	2,71	4,02	3,72	14,54	

Fonte: Autoria própria

No modelamento são consideradas possíveis transferências que poderiam contribuir significativamente para o total do balanço energético. Apenas algumas taxas de calor acabam se mostrando não muito relevantes como Rad₂ da porta, que é a radiação entre a parte de baixo da porta e o evaporador (0,48 a 0,79W), e Rad₃ das paredes laterais, que é a radiação entre o interior do evaporador e a região da parede imediatamente ao lado (0,51 a 0,78 W). A maior taxa de transferência de calor se dá entre o teto e o evaporador, 9,48 a 14,54W por radiação mais 2,72 a 3,72W por condução pura.

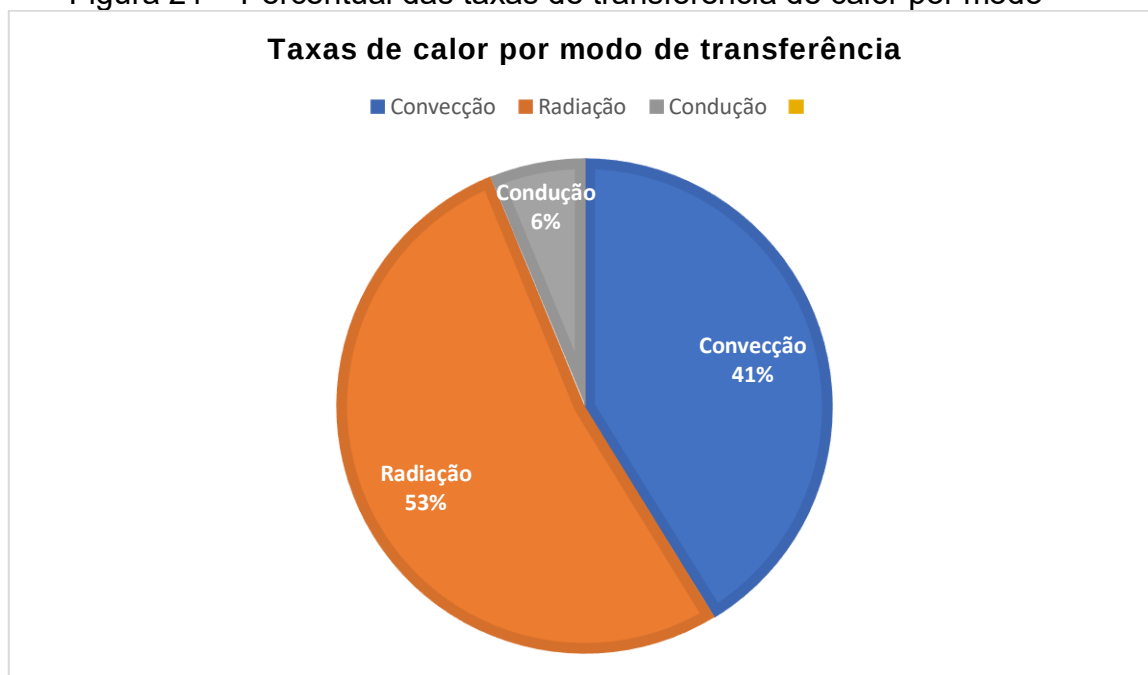
As taxas de calor por radiação são normalmente maiores em relação a convecção e condução, mostrando-se o modo de transferência de calor mais significativo no interior do refrigerador. Isto pode ser melhor visualizado na Tabela 9, que mostra o total por modo de transferência juntamente com os percentuais, para cada potência do resistor. A Figura 21, destaca o percentual médio para estas taxas de calor.

Tabela 9 – Transferência de calor interna e percentual para cada região e modo de transferência

Potência resistor (W)	Convecção	%	Radiação	%	Condução	%
30,25	17,99	41,50	22,64	52,29	2,72	6,28
35,17	19,16	41,45	24,22	52,41	2,85	6,16
40,50	20,16	41,36	25,62	52,67	2,96	6,07
45,14	21,30	41,48	27,00	52,61	3,05	5,94
50,31	22,41	41,33	28,62	52,51	3,19	5,88
55,42	23,63	41,40	30,15	52,95	3,30	5,78
60,08	24,84	41,17	32,02	53,10	3,47	5,75
65,34	26,12	41,10	33,83	53,17	3,60	5,66
70,16	27,04	40,95	35,28	53,51	3,72	5,63

Fonte: Autoria própria

Figura 21 – Percentual das taxas de transferência de calor por modo



Fonte: Autoria própria

A taxa por radiação, entre o teto e o evaporador é alta. Isto porque o teto e o evaporador estão próximos e paralelos entre si fazendo com que o fator de forma entre eles seja alto (0,61). A taxa de calor por condução se mostrou relevante entre o teto e o evaporador mesmo o ar sendo um mal condutor. Isto, porque a distância entre os dois é pequena e a diferença de temperatura considerável (maior que 25°C). Conforme modelo da Figura 14, os fatores de forma são obtidos e apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 – Fatores de forma			
a	Paredes laterais abaixo do evaporador (igual para paredes direita e esquerda)	0,114	
b	Parede lateral ao lado do evaporador (com a parte de baixo e com a parte de cima do evaporador, respectivamente)	b ₁ : 0,16	b ₂ : 0,217
c	Parede traseira (atrás do evaporador e abaixo do evaporador, respectivamente)	c ₁ : 1	c ₂ : 0,21
d	Teto	0,61	
e	Piso	0,114	
f	Porta (parte abaixo do evaporador e do meio do evaporador, respectivamente)	f ₁ : 0,055	f ₂ : 0,075

Fonte: Autoria própria

O fator de forma entre o evaporador e a região da parede exatamente atrás do evaporador também é alto 1, pois são próximos e paralelos, no entanto a área de troca de calor é menor.

A Figura 22 mostra o peso percentual das incertezas para a taxa de convecção na parede esquerda a 70W. Percebe-se que a influência vinda das incertezas das temperaturas, dada pela Tabela 7, pouco contribui na convecção (cerca de 1,4%),

ficando os outros 98,6% para a incerteza vinda das correlações para o Nusselt, das Equações 3, 4. Este comportamento é semelhante para as outras taxas de convecção em outros modos e configurações. O Apêndice C apresenta a planilha do Excel para as incertezas associadas a cada parcela de transferência de calor e aos COPs.

Figura 22 – Incerteza para a taxa de convecção na parede esquerda a 70W do resistor

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$\dot{Q}_{conv,1} = 3,604 \pm 0,3266$		
$Nusselt_{rw2,1} = 11,66 \pm 1,049$	$\partial \dot{Q}_{conv,1} / \partial Nusselt_{rw2,1} = 0,3091$	98,60 %
$T_{ar,1} = 10,33 \pm 0,334$	$\partial \dot{Q}_{conv,1} / \partial T_{ar,1} = 0,005328$	0,00 %
$T_{c,1} = -14,37 \pm 0,365$	$\partial \dot{Q}_{conv,1} / \partial T_{c,1} = -0,1057$	1,39 %
$T_{rw,1} = 18,79 \pm 0,31$	$\partial \dot{Q}_{conv,1} / \partial T_{rw,1} = 0,005328$	0,00 %

Fonte: Autoria própria

O Apêndice B apresenta a planilha de resultados do Excel para as taxas de calor, que foram apresentadas nesta seção, juntamente com o COP_{ref} e COP_{solar} .

4.3 Coeficiente de Desempenho (COP)

Somando-se as taxas de calor encontradas anteriormente para cada potência do resistor elétrico, obtemos, pela Equação 2, o $\dot{Q}_{evap}$. O COP é então obtido pela Equação 1 e o COP_{solar} é obtido considerando as eficiências combinadas do inversor e do painel fotovoltaico, conforme Equação 15. Esses parâmetros são apresentados na Tabela 11, juntamente com a potência do compressor.

Tabela 11 - Capacidade de refrigeração, potência do compressor, COP do refrigerador e COP geral

Potência Resistor (W)	$\dot{Q}_{evap}$ (W)	$\dot{W}_c$ (W)	$COP_{ref}(\pm 0,01)$	$COP_{solar}(\pm 0,002)$
30,25	73,59 ± 0,69	68,32	1,08	0,182
35,17	81,40 ± 0,72	71,68	1,14	0,192
40,50	89,24 ± 0,75	74,18	1,20	0,203
45,14	96,50 ± 0,79	76,87	1,25	0,212
50,31	104,53 ± 0,82	79,60	1,31	0,222
55,42	112,50 ± 0,86	81,56	1,38	0,233
60,08	120,40 ± 0,90	84,44	1,43	0,241

65,34	128,89 ± 0,94	87,55	1,47	0,248
70,16	136,20 ± 0,97	89,43	1,52	0,257

Fonte: Autoria própria

A capacidade de refrigeração inicia-se em 73,59W, com incerteza de 0,69W, e atinge 128,89W na última configuração com incerteza de 0,94W.

Os valores de COP associados ao refrigerador variam de 1,08 a 1,52 com incerteza de 0,01. A incerteza é pequena devido às fontes de incertezas levantadas serem pouco significativas. O desempenho energético do refrigerador está entre os menores normalmente obtidos para sistemas de refrigeradores domésticos por compressão de vapor, cujo COP concentra-se entre 1 e 2,5, conforme Tabela 12.

Tabela 12 – COP para refrigeradores domésticos a compressão de vapor

Trabalho	COP_{ref}
Borikar e Gupta (2018)	1,34
ShiKalgar (2019)	2,2
Belman e Flores et al. (2019)	0,9
Borikar et al. (2021)	2,45
Hastak e Kshirsagar (2018)	2,34
Presente trabalho	1,08 - 1,52

Fonte: Autoria própria

Os valores estimados para o COP_{solar} são ainda menores, variando de 0,182 a $0,257 \pm 0,002$, pois se considera a eficiência combinada do PV e do inversor. Como aponta Alsagri (2022), a maior parte da perda de energia nos PV-VCRSs ocorre em um painel fotovoltaico, portanto, a otimização deste componente deve ser considerada. Há poucos trabalhos que apresentam resultados para este parâmetro. Dentre eles, a Tabela 13 apresenta os resultados para uma investigação experimental e outro de simulação.

Tabela 13 – COP_{solar} na literatura

Trabalho	COP_{solar}
Li et al. (2021) - experimental	0,204 – 0,284

Salilih e Birhane (2019) - simulação	0,225 – 0,300
Presente trabalho	0,182 – 0,257

Fonte: Autoria própria

Percebe-se que COP_{solar} estimado no presente trabalho ficou dentro da margem encontrada na literatura confirmando os PV-VCRSs como possível alternativa para a demanda apresentada. Isto é, os sistemas de refrigeração a compressão de vapor assistido por energia solar fotovoltaica possuem o desempenho necessário para serem utilizados na refrigeração de vacinas, insumos e medicamentos em regiões sem eletrificação, especialmente onde há boa incidência solar.

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho, buscou-se avaliar o desempenho energético, por meio do coeficiente de desempenho (COP), de um sistema formado por refrigerador à compressão de vapor operado por energia solar fotovoltaica (PV-VCRS). O sistema seria uma alternativa para o armazenamento em baixas temperaturas de insumos, vacinas e alimentos em regiões sem eletrificação.

Para a análise, levantou-se parâmetros de funcionamento do sistema durante o regime permanente, como temperaturas internas, potência do compressor e potência do resistor elétrico posicionado no interior do refrigerador. As temperaturas subsidiaram as equações e correlações para a transferência de calor interna. Considerou-se condução, convecção e radiação, além da potência dissipada pelo resistor elétrico, em balanço energético que resulta na capacidade de refrigeração ($\dot{Q}_{evap}$). A potência do compressor foi necessária para a obtenção do COP do refrigerador e do COP_{solar} , que leva em consideração as eficiências combinadas do painel fotovoltaico e do inversor.

A temperatura no centro do refrigerador variou de -6,7 a 10 °C (à medida que a potência do resistor elétrico aumentava), abrangendo a faixa de refrigeração adequada para as vacinas, de 2 a 8 °C. Quanto à transferência de calor, foi possível observar que cerca de 53% se dava por radiação, 41% por convecção e 6% por condução. O $\dot{Q}_{evap}$ variou de cerca de 73,6 a 136,2W enquanto a potência do compressor de 68,3 a 89,4W, fazendo com que o COP variasse de 1,08 a 1,52. O COP_{solar} ficou entre 0,182 e 0,257. Assim, o desempenho energético, avaliado pelo COP, ficou dentro da margem encontrada da literatura. Desta forma, confirma-se o desempenho do PV-VCRS como capaz de suprir a demanda apresentada, principalmente em regiões com boa disponibilidade de radiação solar.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ACUÑA, Luceny Guzmán; PADILLA, Ricardo Vasquez; MERCADO, Alcides Santander. Measuring reliability of hybrid photovoltaic-wind energy systems: A new indicator. *Renewable Energy*, v. 106, p. 68–77, 1 jun. 2017.

ALAHMER, Ali; AJIB, Salman. Solar cooling technologies: State of art and perspectives. *Energy Conversion and Management*, v. 214, p. 112896, 15 jun. 2020.

ALQAISY, Saleh J. *et al.* Experimental COP evaluation of a 65-litre household refrigerator running with R600a. *E3S Web of Conferences*, v. 286, p. 01008, 2021.

ALSAGRI, Ali Sulaiman. Photovoltaic and Photovoltaic Thermal Technologies for Refrigeration Purposes: An Overview. *Arabian Journal for Science and Engineering*, v. 47, n. 7, p. 7911–7944, 1 jul. 2022.

BELMAN-FLORES, Juan M. *et al.* Thermal and Energy Evaluation of a Domestic Refrigerator under the Influence of the Thermal Load. *Energies*, v. 12, n. 3, p. 400, jan. 2019.

BORIKAR, Sanjaykumar A. *et al.* A case study on experimental and statistical analysis of energy consumption of domestic refrigerator. *Case Studies in Thermal Engineering*, v. 28, p. 101636, 1 dez. 2021.

BORIKAR, Sanjaykumar A.; GUPTA, Mahendra M. Review on performance and energy efficiency improvement in domestic refrigerator. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON SUSTAINABLE ENGINEERING AND TECHNOLOGY (ICONSET 2018), 2018, Karnataka, India. *Anais...* Karnataka, India: [s.n.], 2018. p. 020051. Disponível em: <<https://pubs.aip.org/aip/acp/article/726861>>. Acesso em: 6 jan. 2024.

CALEGARE, Marcelo; JUNIOR, N. Progresso, Desenvolvimento Sustentável e abordagens diversas de desenvolvimento: uma sucinta revisão de literatura. *Desenvolvimento e Meio Ambiente*, v. 24, 28 dez. 2011.

CAVALCANTE, Renato Luz *et al.* Photovoltaic penetration in isolated thermoelectric power plants in Brazil: Power regulation and specific consumption aspects.

International Journal of Electrical Power & Energy Systems, v. 129, p. 106648, 1 jul. 2021.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. *Transferência de calor e massa: uma abordagem prática*. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012.

ÇENGEL, YUNUS A., Michael A. Boles. *Termodinâmica*. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

CORCIONE, Massimo. Effects of the thermal boundary conditions at the sidewalls upon natural convection in rectangular enclosures heated from below and cooled from above. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 42, n. 2, p. 199–208, 1 fev. 2003.

DAFFALLAH, K. O. Experimental study of 12V and 24V photovoltaic DC refrigerator at different operating conditions. *Physica B: Condensed Matter*, v. 545, p. 237–244, 15 set. 2018.

DENG, J.; WANG, R. Z.; HAN, G. Y. A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 37, n. 2, p. 172–203, 1 abr. 2011.

DONALISIO, Maria Rita *et al.* Vacinação contra poliomielite no Brasil de 2011 a 2021: sucessos, reveses e desafios futuros. *Ciência & Saúde Coletiva*, v. 28, p. 337–337, 16 jan. 2023.

FONG, K. F. *et al.* Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city. *Solar Energy*, v. 84, n. 2, p. 227–244, 1 fev. 2010.

GAO, Yuhe *et al.* Comparative analysis on performance of PV direct-driven refrigeration system under two control methods. *International Journal of Refrigeration*, v. 127, p. 21–33, 1 jul. 2021.

GOYAL, Parash *et al.* Adsorption refrigeration technology – An overview of theory and its solar energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 53, p. 1389–1410, jan. 2016.

HAMZAT, Abdulhammed K. *et al.* Advances in PV and PVT cooling technologies: A review. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, v. 47, p. 101360, 1 out. 2021.

HASTAK, Shalaka S.; KSHIRSAGAR, Jagdeep M. Comparative performance analysis of R600a and R436a as an alternative of R134a refrigerant in a domestic refrigerator. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, v. 377, p. 012047, jun. 2018.

HERNÁNDEZ-CALLEJO, Luis; GALLARDO-SAAVEDRA, Sara; ALONSO-GÓMEZ, Víctor. A review of photovoltaic systems: Design, operation and maintenance. *Solar Energy*, v. 188, p. 426–440, 1 ago. 2019.

HOSSAIN, Akbar *et al.* Low Power Consuming Solar Assisted Vapor Compression Refrigerator To Preserve Emergency Medicines And Vaccines In Rural Areas. In: 2019 1ST INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCES IN SCIENCE, ENGINEERING AND ROBOTICS TECHNOLOGY (ICASERT), maio 2019, Dhaka, Bangladesh. *Anais...* Dhaka, Bangladesh: IEEE, maio 2019. p. 1–6. Disponível em: <<https://ieeexplore.ieee.org/document/8934783/>>. Acesso em: 26 out. 2023.

HU, Tian-fei *et al.* Design and experimental study of a solar compression refrigeration apparatus (SCRA) for embankment engineering in permafrost regions. *Transportation Geotechnics*, v. 22, p. 100311, 1 mar. 2020.

HU, Tian-fei; YUE, Zu-run. Potential applications of solar refrigeration systems for permafrost cooling in embankment engineering. *Case Studies in Thermal Engineering*, v. 26, p. 101086, 1 ago. 2021.

HUEN, Priscilla; DAOUD, Walid A. Advances in hybrid solar photovoltaic and thermoelectric generators. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 72, p. 1295–1302, 1 maio 2017.

HUSSIN, Farihahusnah; ISSABAYEVA, Gulnaziya; AROUA, Mohamed Kheireddine. Solar photovoltaic applications: opportunities and challenges. *Reviews in Chemical Engineering*, v. 34, n. 4, p. 503–528, 26 jul. 2018.

IIF-IIR *et al.* *The Role of Refrigeration in the Global Economy (2015), 29th Note on Refrigeration Technologies*. text. Disponível em: <<https://iifiir.org/en/fridoc/the-role-of-refrigeration-in-the-global-economy-2015-138763>>. Acesso em: 22 out. 2023.

IKRAM, Hamid *et al.* Techno-economic evaluation of a solar PV integrated refrigeration system for a cold storage facility. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, v. 44, p. 101063, 1 abr. 2021.

INMETRO. *Guia para a Expressão de Incerteza de Medição - GUM - Avaliação de Dados de Medição — INMETRO*. Disponível em: <https://www.gov.br/inmetro/pt-br/centrais-de-conteudo/publicacoes/documentos-tecnicos-em-metrologia/gum_final.pdf/view>. Acesso em: 31 dez. 2023.

IRENA. Renewable power generation costs in 2022. 2022.

JEGUIRIM, Mejdí. *Recent Advances in Renewable Energy Technologies: Volume 1*. [S.l.]: Academic Press, 2021.

JIA, Yuting; ALVA, Guruprasad; FANG, Guiyin. Development and applications of photovoltaic–thermal systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 102, p. 249–265, 1 mar. 2019.

LI, Guoliang *et al.* Study on matching characteristics of photovoltaic disturbance and refrigeration compressor in solar photovoltaic direct-drive air conditioning system. *Renewable Energy*, v. 172, p. 1145–1153, 1 jul. 2021.

LILLO-BRAVO, I. *et al.* A novel storage system for cooling stand-alone photovoltaic installations. *Renewable Energy*, v. 155, p. 23–37, 1 ago. 2020.

MCCARNEY, Steve *et al.* Using solar-powered refrigeration for vaccine storage where other sources of reliable electricity are inadequate or costly. *Vaccine*, v. 31, n. 51, p. 6050–6057, 9 dez. 2013.

MCLINDEN, Mark O.; SEETON, Christopher J.; PEARSON, Andy. New refrigerants and system configurations for vapor-compression refrigeration. *Science*, v. 370, n. 6518, p. 791–796, 13 nov. 2020.

MENEGHETTI, Antonella; DAL MAGRO, Fabio; ROMAGNOLI, Alessandro. Renewable energy penetration in food delivery: Coupling photovoltaics with transport refrigerated units. *Energy*, v. 232, p. 120994, 1 out. 2021.

MODI, Anish *et al.* Performance analysis of a solar photovoltaic operated domestic refrigerator. *Applied Energy*, v. 86, n. 12, p. 2583–2591, 1 dez. 2009.

MRA. *IMPROVING MINE VENTILATION ELECTRICITY CONSUMPTION*. *Miningreview.com*. [S.l: s.n.]. Disponível em: <<https://www.miningreview.com/top-stories/improving-mine-ventilation-electricity-consumption/>>. Acesso em: 18 out. 2023. , 26 set. 2008

MUGHAL, Shafqat; SOOD, Yog; JARIAL, R. *A Review on Solar Photovoltaic Technology and Future Trends*. [S.l: s.n.], 2018.

NJOROGE, P. N.; NDUNYA, L. S.; KABIRU, P. Hybrid Solar-Wind Power System for Truck Refrigeration. In: 2018 IEEE PES/IAS POWERAFRICA, jun. 2018, Cape Town. *Anais...* Cape Town: IEEE, jun. 2018. p. 1–9. Disponível em: <<https://ieeexplore.ieee.org/document/8520978/>>. Acesso em: 26 out. 2023.

NOVAES PIRES LEITE, Gustavo De *et al*. An economic analysis of the integration between air-conditioning and solar photovoltaic systems. *Energy Conversion and Management*, v. 185, p. 836–849, 1 abr. 2019.

OKUNDAMIYA, M. S. Size optimization of a hybrid photovoltaic/fuel cell grid connected power system including hydrogen storage. *International Journal of Hydrogen Energy, Sustainable Energy and Environmental Protection*. v. 46, n. 59, p. 30539–30546, 26 ago. 2021.

OPOKU, R. *et al*. Comparative techno-economic assessment of a converted DC refrigerator and a conventional AC refrigerator both powered by solar PV. *International Journal of Refrigeration*, v. 72, p. 1–11, 1 dez. 2016.

OUR WORLD IN DATA. *Solar (photovoltaic) panel prices*. Disponível em: <<https://ourworldindata.org/grapher/solar-pv-prices>>. Acesso em: 11 mar. 2024.

PATINE, Flávia dos Santos *et al*. Análise da perda de vacinas por alteração de temperatura. *Revista Brasileira de Enfermagem*, v. 74, p. e20190762, 22 fev. 2021.

POKHREL, Sajjan *et al*. Techno-Economic Trade-Off between Battery Storage and Ice Thermal Energy Storage for Application in Renewable Mine Cooling System. *Applied Sciences*, v. 10, n. 17, p. 6022, jan. 2020.

RAJORIA, C. S.; SINGH, Dharmendra; GUPTA, Pankaj Kumar. Performance evaluation of solar photovoltaic panel driven refrigeration system. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, v. 330, n. 1, p. 012133, mar. 2018.

ROSSETTI, Antonio *et al.* Implementation of a solar aided refrigeration unit for refrigerated trucks employing photovoltaic generators. *Energy Reports*, v. 8, p. 7789–7799, 1 nov. 2022.

SAIDI, Imen; HAMMAMI, Asma; SOUDANI, D. *Design and realization of a vaccine refrigerator powered by photovoltaic Energy*. [S.l: s.n.], 2017.

SALILIH, Elias M.; BIRHANE, Yilma T. Modelling and performance analysis of directly coupled vapor compression solar refrigeration system. *Solar Energy*, v. 190, p. 228–238, 15 set. 2019.

SANTOS, Alexandre F.; GASPAR, Pedro D.; DE SOUZA, Heraldo J. L. Refrigeration of COVID-19 Vaccines: Ideal Storage Characteristics, Energy Efficiency and Environmental Impacts of Various Vaccine Options. *Energies*, v. 14, n. 7, p. 1849, jan. 2021.

SARAFOJI, P. *et al.* Performance study of solar photovoltaic cold storage system using phase change materials. *Materials Today: Proceedings*, International Mechanical Engineering Congress 2019. v. 46, p. 9623–9629, 1 jan. 2021.

SHE, Xiaohui *et al.* Energy-efficient and -economic technologies for air conditioning with vapor compression refrigeration: A comprehensive review. *Applied Energy*, v. 232, p. 157–186, 15 dez. 2018.

SHIKALGAR, Niyaj. ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF A DOMESTIC REFRIGERATOR: APPROACHING A SUSTAINABLE REFRIGERATOR. *Journal of Thermal Engineering*, v. 5, n. 5, p. 469–481, 22 set. 2019.

SIDNEY, Shaji *et al.* A novel solar-powered milk cooling refrigeration unit with cold thermal energy storage for rural application. *Environmental Science and Pollution Research*, v. 29, n. 11, p. 16346–16370, 1 mar. 2022.

SIECKER, J.; KUSAKANA, K.; NUMBI, B. P. A review of solar photovoltaic systems cooling technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 79, p. 192–203, 1 nov. 2017.

STEVEN BROWN, J.; DOMANSKI, Piotr A. Review of alternative cooling technologies. *Applied Thermal Engineering*, v. 64, n. 1, p. 252–262, 1 mar. 2014.

SU, Peng *et al.* Dynamic simulation and experimental study of a variable speed photovoltaic DC refrigerator. *Renewable Energy*, v. 152, p. 155–164, jun. 2020.

UNITED NATIONS. *Ensure access to affordable, reliable, sustainable and modern energy. United Nations Sustainable Development*. [S.l: s.n.]. Disponível em: <<https://www.un.org/sustainabledevelopment/energy/>>. Acesso em: 27 set. 2023a. , 2023

UNITED NATIONS. *Support Sustainable Development and Climate Action | United Nations*. Disponível em: <<https://www.un.org/en/our-work/support-sustainable-development-and-climate-action>>. Acesso em: 27 set. 2023b.

YILDIZ, Gökhan *et al.* Thermodynamic analyses of a novel hybrid photovoltaic-thermal (PV/T) module assisted vapor compression refrigeration system. *Journal of Building Engineering*, v. 64, p. 105621, 1 abr. 2023.

ZHANG, Debao *et al.* Research on the configuration and operation effect of the hybrid solar-wind-battery power generation system based on NSGA-II. *Energy*, v. 189, p. 116121, 15 dez. 2019.

ZHAO, Bin *et al.* Performance analysis of a hybrid system combining photovoltaic and nighttime radiative cooling. *Applied Energy*, v. 252, p. 113432, 15 out. 2019.

ZHOU, Xiaoyan *et al.* Performance characteristics of photovoltaic cold storage under composite control of maximum power tracking and constant voltage per frequency. *Applied Energy*, v. 305, p. 117840, 1 jan. 2022.

ANEXO A – Certificados de Calibração

T1 – Termopar da parede direita

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-9,91	-8,41	1,50	0,26	1,69	1693
0,03	1,16	1,13	0,25	1,69	3934
10,01	10,92	0,91	0,26	1,69	1153
19,97	20,52	0,54	0,26	1,69	1511
30,05	30,39	0,34	0,24	1,69	16464
40,06	40,06	0,01	0,26	1,69	1728
50,02	49,81	-0,21	0,24	1,69	8298

T2 – Termopar do centro (ar)

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-9,91	-8,69	1,22	0,26	1,69	1974
0,03	0,87	0,84	0,25	1,69	4914
10,01	10,65	0,64	0,26	1,69	1193
19,97	20,18	0,21	0,26	1,69	1825
30,05	30,05	0,00	0,24	1,69	20555
40,06	39,76	-0,30	0,26	1,69	1459
50,02	49,57	-0,45	0,24	1,69	9298

T3 – Termopar da parede esquerda

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-9,91	-8,10	1,81	0,24	1,69	8894
0,03	1,19	1,16	0,24	1,69	29011
10,01	10,79	0,79	0,24	1,69	7146
19,97	20,43	0,46	0,25	1,69	6253
30,05	30,34	0,29	0,24	1,69	27861
40,06	39,93	-0,13	0,25	1,69	3662
50,02	49,63	-0,39	0,24	1,69	14614

T4 – Termopar do piso

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-9,91	-8,79	1,12	0,24	1,69	14858
0,03	0,87	0,84	0,24	1,69	25512
10,01	10,45	0,45	0,24	1,69	8856
19,97	20,15	0,18	0,25	1,69	4374
30,05	30,08	0,03	0,24	1,69	28206
40,06	39,72	-0,34	0,25	1,69	3502
50,02	49,32	-0,70	0,24	1,69	14582

T5 – Termopar da parede traseira

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-10,02	-8,78	1,23	0,29	1.69	503
0,01	0,96	0,95	0,25	1.69	3770
10,01	10,67	0,66	0,25	1.69	2267
19,97	20,13	0,17	0,33	1.69	207
29,98	29,77	-0,21	0,25	1.69	2703
40,02	39,47	-0,54	0,27	1.69	874
50,00	49,25	-0,75	0,27	1.69	718

T6 – Termopar do evaporador

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-10,02	-8,82	1,19	0,28	1.69	742
0,01	0,80	0,79	0,25	1.69	6266
10,01	10,65	0,64	0,26	1.69	1530
19,97	20,11	0,15	0,31	1.69	295
29,98	29,72	-0,25	0,24	1.69	7461
40,02	39,50	-0,52	0,26	1.69	1221
50,00	49,24	-0,76	0,25	1.69	2472

T7 – Termopar da porta

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-10,02	-8,82	1,19	0,26	1.69	1260
0,01	0,71	0,70	0,25	1.69	6324
10,01	10,70	0,69	0,25	1.69	3775
19,97	20,05	0,08	0,29	1.69	399
29,98	29,60	-0,38	0,24	1.69	12931
40,02	39,43	-0,59	0,27	1.69	1000
50,00	49,12	-0,88	0,24	1.69	9492

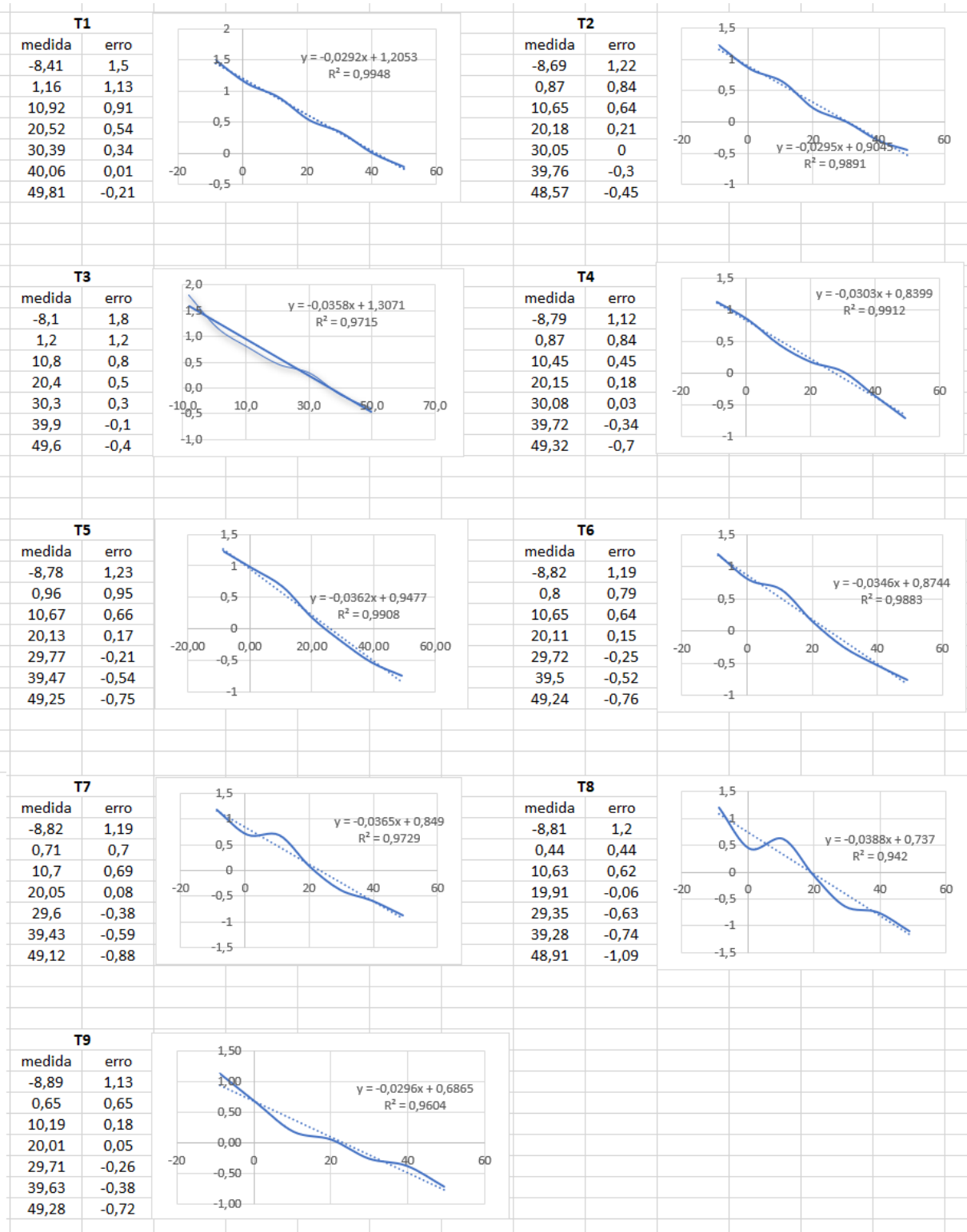
T8 – Termopar do teto

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-10,02	-8,81	1,20	0,26	1.69	1819
0,01	0,44	0,44	0,24	1.69	8325
10,01	10,63	0,62	0,25	1.69	2371
19,97	19,91	-0,06	0,32	1.69	238
29,98	29,35	-0,63	0,24	1.69	15835
40,02	39,28	-0,74	0,27	1.69	696
50,00	48,91	-1,09	0,24	1.69	7340

T9 – Termopar para temperatura ambiente

Temperatura padrão (°C)	Medidas do termopar (°C)	Erro (°C)	Incerteza (°C)	Fator k	Grau de liberdade
-10,02	-8,89	1,13	0,34	1.69	203
0,01	0,65	0,65	0,28	1.69	544
10,01	10,19	0,18	0,25	1.69	2406
19,97	20,01	0,05	0,41	1.69	113
29,98	29,71	-0,26	0,27	1.69	717
40,02	39,63	-0,38	0,31	1.69	300
50,00	49,28	-0,72	0,33	1.69	210

APÊNDICE A – Funções Erro x Medida baseado nos certificados de calibração



APÊNDICE B – Planilha de resultados no Excel

Carga_termica	Pot_ele (Referência)	Q_piso		Qparede direita				Q Parede esquerda				Q_tras			
		Conv	Rad	Conv	Rad 1	Rad 2	Rad 3	Conv	Rad 1	Rad 2	Rad 3	Conv	Rad 1	Rad 2	Conv,b
30,25	30	5,184	2,345	2,482	1,592	0,691	0,513	2,483	1,709	0,742	0,551	2,857	1,564	2,021	2,12
35,17	35	5,447	2,574	2,610	1,698	0,737	0,547	2,611	1,828	0,794	0,589	3,005	1,646	2,127	2,48
40,50	40	5,692	2,807	2,729	1,775	0,771	0,572	2,730	1,918	0,833	0,618	3,141	1,720	2,222	2,72
45,14	45	6,009	3,120	2,879	1,886	0,819	0,608	2,881	2,061	0,895	0,664	3,314	1,758	2,271	2,9
50,31	50	6,280	3,384	3,010	2,003	0,870	0,645	3,012	2,150	0,934	0,693	3,464	1,838	2,375	3,17
55,42	55	6,625	3,799	3,173	2,087	0,906	0,673	3,175	2,261	0,982	0,728	3,651	1,895	2,448	3,35
60,08	60	6,935	4,078	3,321	2,220	0,964	0,715	3,323	2,393	1,039	0,771	3,821	1,976	2,552	3,61
65,34	65	7,277	4,459	3,484	2,338	1,015	0,753	3,486	2,521	1,095	0,812	4,008	2,053	2,653	3,85
70,16	70	7,520	4,777	3,602	2,415	1,049	0,778	3,604	2,617	1,136	0,843	4,143	2,098	2,711	4,02

Q_porta			Q_teto			Q_total(Qevap)	Pot_inv	Pot_comp (n inv = 0,88)	COP	COP global
Conv	Rad 1	Rad 2	Conv	Cond	Rad					
2,860	0,939	0,485		2,716	9,484	73,59	77,64	68,32	1,077	0,182
3,008	1,009	0,522		2,849	10,150	81,40	81,46	71,68	1,136	0,192
3,146	1,090	0,563		2,962	10,730	89,24	84,30	74,18	1,203	0,203
3,319	1,148	0,593		3,053	11,180	96,50	87,35	76,87	1,255	0,212
3,470	1,225	0,633		3,190	11,870	104,53	90,45	79,60	1,313	0,222
3,658	1,292	0,668		3,302	12,410	112,50	92,68	81,56	1,379	0,233
3,829	1,373	0,709		3,465	13,230	120,40	95,95	84,44	1,426	0,241
4,017	1,459	0,754		3,598	13,920	128,89	99,49	87,55	1,472	0,248
4,153	1,527	0,789		3,717	14,540	136,20	101,62	89,43	1,523	0,257

APÊNDICE C – Planilha de incertezas no Excel

Carga_termica	Pot_ele (Referência)	Incertezas													
		Q_piso		Qparede direita				Q Parede esquerda				Q_tras			
		Conv	Rad	Conv	Rad 1	Rad 2	Rad 3	Conv	Rad 1	Rad 2	Rad 3	Conv	Rad 1	Rad 2	Conv,b
30,25	30	0,431	0,037	0,226	0,032	0,014	0,010	0,226	0,031	0,014	0,010	0,261	0,040	0,052	0,010
35,17	35	0,4527	0,0387	0,2378	0,0325	0,0141	0,0105	0,2379	0,0323	0,0140	0,0104	0,2737	0,0410	0,0530	0,0097
40,50	40	0,4726	0,0398	0,2484	0,0332	0,0144	0,0107	0,2485	0,0330	0,0143	0,0106	0,2859	0,0419	0,0541	0,0098
45,14	45	0,4983	0,0410	0,2618	0,0339	0,0147	0,0109	0,2620	0,0337	0,0146	0,0109	0,3013	0,0425	0,0549	0,0098
50,31	50	0,5204	0,0422	0,2735	0,0346	0,0150	0,0112	0,2736	0,0344	0,0149	0,0111	0,3147	0,0433	0,0560	0,0099
55,42	55	0,5484	0,0435	0,2881	0,0351	0,0153	0,0113	0,2882	0,0350	0,0152	0,0113	0,3314	0,0439	0,0567	0,0099
60,08	60	0,5737	0,0447	0,3013	0,0359	0,0156	0,0116	0,3015	0,0357	0,0155	0,0115	0,3467	0,0447	0,0577	0,0100
65,34	65	0,6015	0,0460	0,3159	0,0366	0,0159	0,0118	0,3161	0,0364	0,0158	0,0117	0,3634	0,0455	0,0587	0,0100
70,16	70	0,6214	0,0471	0,3265	0,0371	0,0161	0,0120	0,3266	0,0369	0,0160	0,0119	0,3755	0,0460	0,0594	0,0101

Q_porta							Q_teto	Q_total(Qevap)	COP	COP global
Conv	Rad 1	Rad 2	Conv	Cond	Rad					
0,261	0,019	0,010		0,053	0,193		0,6879	1,077 ± 0,01007	0,182±0,0017	
0,274	0,01961	0,01013		0,05351	0,1989		0,7210	1,136±0,01006	0,192±0,0017	
0,2863	0,02014	0,01041		0,05385	0,2037		0,7514	1,203±0,01013	0,203±0,0017	
0,3018	0,02052	0,0106		0,05413	0,2072		0,7895	1,255±0,01027	0,212±0,0017	
0,3153	0,02102	0,01086		0,05444	0,2122		0,8231	1,313±0,01034	0,222±0,0017	
0,3321	0,02137	0,01104		0,05468	0,2156		0,8644	1,379±0,0106	0,233±0,0018	
0,3474	0,02185	0,01129		0,05496	0,2207		0,9026	1,426±0,01069	0,241±0,0018	
0,3643	0,02233	0,01154		0,05525	0,2252		0,9444	1,472±0,01079	0,248±0,0018	
0,3764	0,0227	0,01173		0,05546	0,229		0,9746	1,523±0,0109	0,257±0,0018	

APÊNDICE D – Equacionamentos EES

Parede direita e esquerda

"Convecção"

```

L=0,42 [m]
H=0,53 [m]
P_atm=91,75 [kPa]
P=P_atm
g=9,78 [m/s²]
T_f[1]=(T_rw[1]+T_ar[1])/2
k[1]=Conductivity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
beta[1]=VolExpCoef(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
alpha[1]=ThermalDiffusivity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
nu[1]=KinematicViscosity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
Pr[1]=Prandtl(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
T_c[1]=T_e[1]
DELTAT[1]=T_h[1]-T_c[1]
Ra[1]=(g*beta[1]*DELTAT[1]*(H³)*Pr[1])/(nu[1]²)

```

```

A=L/H
Nusselt_rw[1]=0,590*A*0,05*Ra[1]^0,15
Nusselt_rw2[1]=h_rw[1]*H/k[1]

```

```

x=0,17 [m]
y=0,20 [m]

```

```

A_wc=L*H-x*y
Q_dot_conv[1]=h_rw[1]*A_wc*DELTAT[1]

```

"Radiação"

```

sigma=5,67*10^(-8) [W/m².K⁴]
L_2=0,43 [m]
H_2=0,43 [m]
Z=0,37 [m]
A_e1=0,37*0,24 [m²]
A_e2=0,37*0,24 [m²]
A_e3=0,37*0,18 [m²]
A_wr=L_2*H_2-x*y
A_wr2=0,08*0,43 [m²]
A_wr3=A_wr2
epsilon_w= 0,90
epsilon_e= 0,90
F_we=0,114
F_we2=0,217
F_we3=0,16

```

```

Q_dot_rad_rw[1]=sigma*((T_rw[1]+273)⁴-(T_e[1]+273)⁴)/((1-epsilon_w)/(A_wr*epsilon_w)+1/(A_wr*F_we)+(1-epsilon_e)/(A_e1*epsilon_e))
Q_dot_rad_rw[2]=sigma*((T_rw[1]+273)⁴-(T_e[1]+273)⁴)/((1-epsilon_w)/(A_wr2*epsilon_w)+1/(A_wr2*F_we2)+(1-epsilon_e)/(A_e2*epsilon_e))
Q_dot_rad_rw[3]=sigma*((T_rw[1]+273)⁴-(T_e[1]+273)⁴)/((1-epsilon_w)/(A_wr3*epsilon_w)+1/(A_wr3*F_we3)+(1-epsilon_e)/(A_e3*epsilon_e))

```

Teto

"Convecção"

```

L=0,42 [m]
H=0,53 [m]
P_atm=91,75 [kPa]
P=P_atm
g=9,78 [m/s²]
T_f[1]=(T_h[1]+T_c[1])/2
k[1]=Conductivity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
beta[1]=VolExpCoef(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
alpha[1]=ThermalDiffusivity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
nu[1]=KinematicViscosity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
Pr[1]=Prandtl(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
T_c[1]=T_e[1]
DELTA_T[1]=T_h[1]-T_c[1]
Ra[1]=g*beta[1]*DELTA_T[1]*(H^3)*Pr[1]/(nu[1]^2)

```

A=L/H

```

Nusselt_ce[1]=0,930*A^(-0,3)*Ra[1]^0,2
Nusselt_ce2[1]=h_ce[1]*H/k[1]

```

```

Z=0,41 [m]
W=0,43 [m]

```

```

A_ce=Z*W
Q_dot_conv[1]=h_ce[1]*A_ce*DELTA_T[1]

```

"Condução"

```

A_e=0,37*0,24
DELTA_T_2[1]=T_w[1]-T_c[1]
Q_dot_cond[1]=(k[1]*A_e*DELTA_T_2[1])/0,02

```

"Radiação"

```

sigma=5,67*10^(-8) [W/m².K⁴]
epsilon_w= 0,90
epsilon_e= 0,90

```

F_ee=0,61

```

Q_dot_rad_ce[1]=sigma*((T_w[1]+273)^4-(T_e[1]+273)^4)/(((1-epsilon_w)/(A_ce*epsilon_w)+1/(A_ce*F_ee)+(1-epsilon_e)/(A_e*epsilon_e))

```

Parede traseira

"Convecção"

```

L=0,42 [m]
H=0,53 [m]
P_atm=91,75 [kPa]
P=P_atm
g=9,78 [m/s²]
T_f[1]=(T_w[1]+T_ar[1])/2
k[1]=Conductivity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
beta[1]=VolExpCoeff(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
alpha[1]=ThermalDiffusivity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
nu[1]=KinematicViscosity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
Pr[1]=Prandtl(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
T_c[1]=T_e[1]
DELTA_T[1]=T_h[1]-T_c[1]
Ra[1]=g*beta[1]*DELTA_T[1]*(H³)*Pr[1]/(nu[1]²)

```

```

A=L/H
Nusselt_b[1]=0,590*A^0,05*Ra[1]^0,15
Nusselt_b2[1]=h_b[1]*H/k[1]

```

```
Z=0,41 [m]
```

```

A_b=Z*H
Q_dot_conv[1]=h_b[1]*A_b*DELTA_T[1]

```

"Radiação"

```

sigma=5,67*10^(-8) [W/m².K⁴]
L_2=0,41 [m]
H_2=0,23 [m]
A_e1=0,37*0,18 [m²]
A_e2=0,37*0,08 [m²]
A_b1=L_2*H_2
A_b2=A_e2
epsilon_w= 0,90
epsilon_e= 0,90

```

```

F_be1=0,21
F_be2=1

```

```

Q_dot_rad_bw[1]=sigma*((T_w[1]+273)⁴-(T_e[1]+273)⁴)/(((1-epsilon_w)/(A_b1*epsilon_w)+1/(A_b1*F_be1)+(1-epsilon_e)/(A_e1*epsilon_e))
Q_dot_rad_bw[2]=sigma*((T_w[1]+273)⁴-(T_e[1]+273)⁴)/(((1-epsilon_w)/(A_b2*epsilon_w)+1/(A_b2*F_be2)+(1-epsilon_e)/(A_e2*epsilon_e))

```

Porta

"Convecção"

```

L=0,42 [m]
H=0,53 [m]
P_atm=91,75 [kPa]
P=P_atm
g=9,78 [m/s²]
T_f[1]=(T_w[1]+T_ar[1])/2
k[1]=Conductivity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
beta[1]=VolExpCoef(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
alpha[1]=ThermalDiffusivity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
ni[1]=KinematicViscosity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
Pr[1]=Prandtl(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
T_c[1]=T_e[1]
DELTA_T[1]=T_h[1]-T_c[1]
Ra[1]=g*beta[1]*DELTA_T[1]*(H^3)*Pr[1]/(ni[1]^2)

A=L/H
Nusselt_d[1]=0,590*A^0,05*Ra[1]^0,15
Nusselt_d2[1]=h_d[1]*H/k[1]

```

```
Z=0,41 [m]
```

```

A_d=Z*H
Q_dot_conv[1]=h_d[1]*A_d*DELTA_T[1]

```

"Radiação"

```
sigma=5,67*10^(-8) [W/m².K^4]
```

```

L_2=0,41 [m]
H_2=0,43 [m]
A_e1=0,37*0,18 [m²]
A_e2=0,37*0,24 [m²]
A_d1=L_2*H_2
A_d2=0,17*0,39 [m²]
epsilon_w= 0,90
epsilon_e= 0,90

```

```

F_de1=0,055
F_de2=0,075

```

```

Q_dot_rad_d[1]=sigma*((T_w[1]+273)^4-(T_e[1]+273)^4)/((1-epsilon_w)/(A_d1*epsilon_w)+1/(A_d1*F_de1)+(1-epsilon_e)/(A_e1*epsilon_e))
Q_dot_rad_d[2]=sigma*((T_w[1]+273)^4-(T_e[1]+273)^4)/((1-epsilon_w)/(A_d2*epsilon_w)+1/(A_d2*F_de2)+(1-epsilon_e)/(A_e2*epsilon_e))

```

Piso

"Convecção"

```

L=0,42 [m]
H=0,53 [m]
P_atm=91,75 [kPa]
P=P_atm
g=9,78 [m/s²]
T_f[1]=(T_w[1]+T_c[1])/2
k[1]=Conductivity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
beta[1]=VolExpCoef(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
alpha[1]=ThermalDiffusivity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
ni[1]=KinematicViscosity(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
Pr[1]=Prandtl(Air_ha;T=T_f[1];P=P)
T_c[1]=T_e[1]
DELTAT[1]=T_h[1]-T_c[1]
Ra[1]=g*beta[1]*DELTAT[1]*(H³)*Pr[1]/(ni[1]²)

```

```

A=L/H
Nusselt_fl[1]=0,182*A⁰,15*Ra[1]⁰,25
Nusselt_f2[1]=h_f[1]*H/k[1]

```

```

Z=0,41 [m]
W=0,43 [m]

```

```

A_fl=Z*W
Q_dot_conv[1]=h_f[1]*A_fl*DELTAT[1]

```

"Radiação"

```

sigma=5,67*10⁻⁸ [W/m².K⁴]
A_e=0,37*0,24 [m²]
epsilon_w= 0,90
epsilon_e= 0,90

```

```

F_fle=0,114

```

```

Q_dot_rad_fl[1]=sigma*((T_w[1]+273)⁴-(T_e[1]+273)⁴)/((1-epsilon_w)/(A_fl*epsilon_w)+1/(A_fl*F_fle)+(1-epsilon_e)/(A_e*epsilon_e))

```